

# THESE

pour l'obtention du grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE POITIERS

FACULTE DES SCIENCES FONDAMENTALES ET APPLIQUEES

(Diplôme National – Arrêté du 7 août 2006)

### ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR

Secteur de recherche : Génie Mécanique, Productique et Transports

Présentée par :

**Ramona DRAGOMIR FATU**

~~~~~

*Etude et modélisation de la lubrification mixte et des modes d'avaries associées  
dans les paliers moteur*

~~~~~

Directeur de thèse : Dominique BONNEAU

Codirecteur de thèse : François ROBBE-VALLOIRE

~~~~~

Soutenue le 8 décembre 2009

devant la Commission d'Examen

~~~~~

### - JURY -

Guy BAYADA, Professeur, INSA de Lyon

Rapporteur

Denis MAZUYER, Professeur, Ecole centrale de Lyon

Rapporteur

Dominique BONNEAU, Professeur, Université de Poitiers

François ROBBE-VALLOIRE, Professeur, Supmeca Paris

Bernard VILLECHAISE, Professeur, Université de Poitiers

Patrick RAGOT, Ingénieur, Renault S.A.

Jean-Paul CADALEN, Ingénieur, Renault S.A.

Jean-Louis LIGIER, Ingénieur, Renault S.A.

## AVANT PROPOS

*Cette étude a été réalisée dans le cadre d'une collaboration tripartite entre le Laboratoire de Mécanique des Solides (UMR 6610) de l'Université de Poitiers, le Laboratoire d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques et des Matériaux de Supmeca Paris et le constructeur automobiles Renault S.A.S. – ce qui fait beaucoup de monde à remercier.*

*Tout d'abord, je voudrais exprimer ma reconnaissance envers Monsieur Guy BAYADA, Professeur émérite à l'INSA de Lyon et Monsieur Denis MAZUYER, Professeur à l'Ecole Centrale de Lyon qui m'ont fait l'honneur d'accepter d'être rapporteurs de cette étude.*

*Je voudrais remercier tout particulièrement Monsieur Dominique BONNEAU, Professeur émérite à l'Université de Poitiers, pour ses conseils et sa disponibilité. Son soutien m'a été une aide précieuse tout au long de cette étude et durant la réalisation de ce mémoire et je lui en suis très reconnaissante.*

*Je voudrais également remercier tous les membres de l'équipe "Structure & Interfaces", pour l'amitié qu'ils m'ont montrée et pour leur soutien relationnel et moral : Momo, Dominique S., Arthur, Thami et Bernard VILLECHAISE que je voudrais aussi remercier d'avoir fait partie et présidé le jury pour cette thèse.*

*Un grand merci et toute ma reconnaissance à Monsieur François ROBBE-VALLOIRE, Professeur à Supmeca, Paris, pour ses conseils, ses encouragements et son soutien constant tout au long de cette étude. Il toujours su mettre de l'ordre dans mes idées et me diriger dans la bonne direction et tout ça en trouvant les bons mots pour m'encourager et je lui en suis très reconnaissante.*

*Je voudrais également remercier tous les membres de l'équipe de "Tribologie & Matériaux" pour l'accueil chaleureux, et surtout pour le soutien relationnel et moral qu'ils m'ont montré : Mariama, Robert, Muriel, Isabelle, Tony, Emin, Liu, Mme. Inglebert, M. Gras.*

*Je voudrais remercier tout spécialement Monsieur Patrick RAGOT, Ingénieur Renault SAS, pour ses suggestions, ses conseils et pour son soutien tout au long de cette étude. Je suis également très reconnaissante à Monsieur Jean Paul CADALEN, Ingénieur Renault SAS, pour sa disponibilité et pour l'intérêt qu'il a porté à ce travail.*

*Je voudrais également remercier tous les membres de l'équipe "Fatigue & Frottements" pour l'amitié qu'ils m'ont montrée et pour leur soutien moral : Steven, Julie, Marc, Gilles, Eric, Momo, Olivier, Laurent.*

*Enfin et surtout je tiens à remercier Aurelian, mon mari, mon ami et mon collègue. Il a toujours été présent pour me soutenir et ce ne fut pas toujours facile. Il mérite ce titre autant que moi.*

# SOMMAIRE

## Introduction

Contexte .....	7
Enjeux Industriels.....	12

## Chapitre 1 : Etude bibliographique

1.1 Introduction .....	15
1.2 Paliers hydrodynamiques dans l'automobile.....	16
1.3 Etats de surfaces .....	18
1.3.1 Les principes de mesure .....	18
1.3.2 La zone d'exploration .....	19
1.3.3 Normes .....	20
1.3.4 Norme NF EN ISO 4287, 4288 : « Ligne moyenne » .....	21
1.3.5 Norme NF EN ISO 12085 : « motif et ligne enveloppe » .....	23
1.4 Modélisation de l'écoulement entre les rugosités .....	25
1.4.1 Approche stochastique .....	26
1.4.2 Approche « homogénéisation » .....	31
1.4.3 Approche déterministe .....	32
1.5 Contact rugueux .....	38
1.6 Usure .....	48
1.6.1 Notions générales.....	49
1.6.2 Etudes de l'usure .....	55
1.6.3 L'étude du rodage .....	63
1.7 Conclusions .....	66

## Chapitre 2 : Modélisation de l'Écoulement à Faible Épaisseur de Film

2.1 Introduction .....	69
------------------------	----

2.2	Modèle de Patir et Cheng .....	69
2.2.1	<i>Description du modèle</i> .....	69
2.2.2	<i>Limites d'application du modèle</i> .....	76
2.3	Nouveau modèle basé sur les facteurs d'écoulement .....	77
2.3.1	<i>Description du modèle</i> .....	77
2.3.2	<i>Introduction des facteurs croisés : nouvelle équation de Reynolds modifiée</i> .....	80
2.4	Discrétisation et méthode numérique .....	83
2.4.1	<i>Discrétisation</i> .....	83
2.4.2	<i>Méthode multigrille</i> .....	84
2.5	Simulation numérique : études paramétriques sur plusieurs types de surfaces rugueuses ...	87
2.5.1	<i>Préconisation du nombre de points de discrétisation par motif de rugosité et du nombre des motifs</i> .....	87
2.5.1.1	<i>Surfaces générées numériquement, de forme simple</i> .....	88
2.5.1.2	<i>Surfaces rugueuses générées numériquement</i> .....	95
2.5.2	<i>Calcul des directions principales</i> .....	102
2.5.3	<i>Analyse de la combinaison de deux surfaces rugueuses</i> .....	105
2.5.3.1	<i>Combinaison des facteurs</i> .....	106
2.5.3.2	<i>Dispersion des facteurs en fonction de la combinaison spatiale</i> .....	109
2.5.4	<i>Etude des surfaces réelles</i> .....	110
2.5.4.1	<i>Analyse de nombre des points de discrétisation par motif de rugosité et de nombre des motifs</i> .....	111
2.5.4.2	<i>Calcul des directions principales</i> .....	113
2.5.5	<i>Validation de la méthode par comparaison avec des calculs déterministes</i> .....	114
2.6	Conclusions et contexte industriel .....	118

### **Chapitre 3 : Contact rugueux**

3.1	Introduction .....	121
3.2	Concept de la surface somme .....	121
3.2.1	<i>Microgéométrie de la surface somme</i> .....	121

3.2.2	<i>Elasticité de la surface somme</i> .....	123
3.2.3	<i>Plasticité de la surface somme</i> .....	123
3.3	Modèle de contact élastique .....	123
3.4	Modèle de contact élastoplastique.....	126
3.4.1	<i>Description de la microgéométrie des surfaces rugueuses</i> .....	127
3.4.2	<i>Déformation d'une aspérité</i> .....	128
3.4.3	<i>Contact entre deux surfaces rugueuses</i> .....	130
3.5	Modèle de contact élastoplastique multicouches .....	132
3.6	Description du modèle de contact déterministe .....	135
3.7	Résultats - modèles de contact .....	137
3.7.1	<i>Validation cas déterministe</i> .....	139
3.7.2	<i>Validation pour la sphère</i> .....	143
3.7.3	<i>Sensibilité en fonction des paramètres de surface et validation des modèles statistiques pour la surface numérique</i> .....	148
3.7.4	<i>Comparaison entre les modèles statistiques et le modèle déterministe pour la surface numérique</i> .....	153
3.7.4.1	<i>Comparaison en utilisant les modèles élastiques</i> .....	154
3.7.4.2	<i>Comparaison en utilisant les modèles élastoplastiques</i> .....	155
3.7.5	<i>Comparaison entre les modèles statistiques et le modèle déterministe pour la surface réelle</i> .....	155
3.8	Conclusions et contexte industriel.....	158

## **Chapitre 4 : Usure**

4.1	Introduction .....	161
4.2	Approches expérimentales .....	161
4.2.1	<i>Description du tribomètre pion-disque</i> .....	161
4.2.2	<i>Opérations réalisées pendant les essais sur tribomètre</i> .....	164
4.2.3	<i>Résultats obtenus pendant les essais</i> .....	165
4.2.4	<i>Analyse des résultats</i> .....	167
4.3	Description de la modélisation numérique de l'usure .....	170

4.3.1 <i>Modèle 1 : usure à chaque pas de calcul</i> .....	170
4.3.2 <i>Modèle 2 : usure en fin de cycle</i> .....	171
4.3.3 <i>Modèle 3 : usure en fin de cycle avec usure maximale imposée</i> .....	174
4.4 Modélisation numérique d'un palier de tête de bielle.....	175
4.4.1 <i>Données</i> .....	175
4.4.2 <i>Comparaison entre les modèles de contact et d'écoulement</i> .....	178
4.4.3 <i>Modélisation numérique de l'usure</i> .....	182
4.5 Conclusions et contexte industriel.....	190
<b>Conclusions et Perspectives</b> .....	193
<b>Références bibliographiques</b> .....	197
<b>Nomenclature</b> .....	207
<b>Liste figures</b> .....	211
<b>Liste tableaux</b> .....	219
<b>Annexe A</b> .....	221
<b>Annexe B</b> .....	225
<b>Annexe C</b> .....	230
<b>Annexe D</b> .....	231
<b>Annexe E</b> .....	234
<b>Annexe F</b> .....	238
<b>Annexe G</b> .....	240
<b>Annexe H</b> .....	241

# Introduction

L'engagement de Renault en termes de diminution des émissions des gaz à effet de serre, et plus spécifiquement de CO<sub>2</sub>, nécessite une réduction de la consommation des véhicules de la gamme. La réduction des frottements des organes moteurs est un des axes qui permettent de contribuer à cet objectif. A ce titre, les paliers moteurs ont un impact non négligeable sur le niveau global de la puissance dissipée par frottement. Au-delà des propriétés physico-chimiques du lubrifiant, les grandeurs physiques influentes sont la géométrie et les états de surface des pièces antagonistes.

Par ailleurs, sous l'effet des augmentations régulières de puissances spécifiques et de couples à bas régimes, les paliers de moteurs sont soumis à des chargements mécaniques et thermiques de plus en plus sévères. L'occurrence cyclique de ces chargements peut entraîner des problèmes de et/ou d'usure. Par ailleurs, cet accroissement de sollicitation peut également être une source de grippage au niveau des paliers. Les deux modes d'avaries, que sont l'usure par contact et le grippage, résultent de l'occurrence de contacts entre l'arbre et le logement qui traduit un mode de lubrification de type mixte à certains instants du cycle moteur.

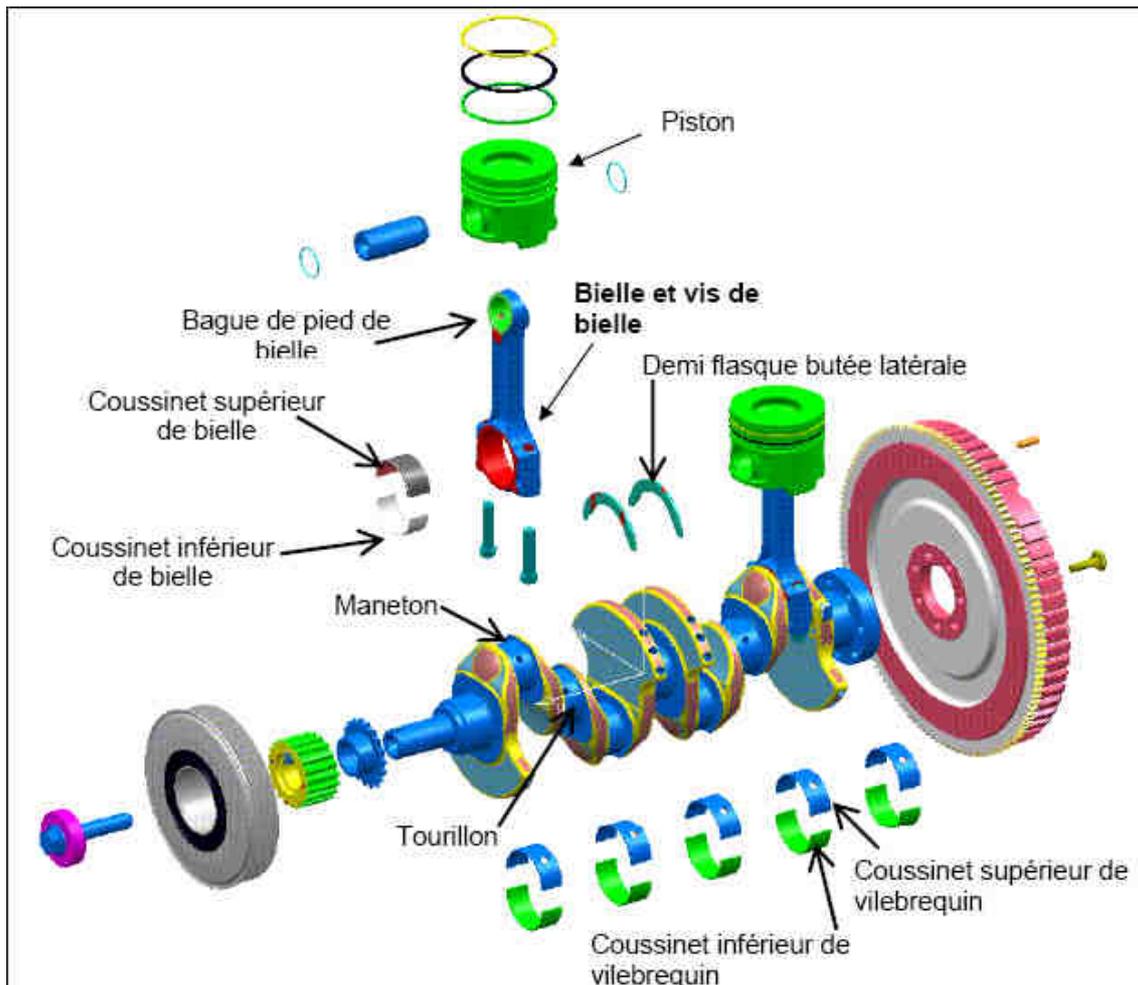
Ainsi, le dimensionnement de paliers hydrodynamiques à bas frottement garantissant les objectifs de fiabilité au juste nécessaire, nécessite d'appréhender l'intégralité des interactions entre les surfaces en mouvement relatif et le fluide.

Les travaux présentés ici concernent donc l'étude approfondie de la modélisation de rugosités à partir des paramètres de surfaces mesurables, ainsi que l'étude et la proposition des modèles d'écoulement du fluide autour des rugosité et aussi des modèles d'interaction mécanique entre surfaces rugueuses en mouvement relatif, tels que le contact et l'usure.

## *Contexte*

Les moteurs à combustion essence et diesel, qui équipent la majorité des voitures aujourd'hui, sont apparus à la fin du 19<sup>ème</sup> et au début du 20<sup>ème</sup> siècle. Depuis, ils ont connu un développement continu qui a conduit à une amélioration du rendement, une baisse de la consommation de carburant et d'huile, une baisse des émissions polluantes, etc. Ces progrès ont été réalisés aussi bien grâce aux progrès de la mécanique que de la chimie des lubrifiants, des carburants et des systèmes de combustion.

Le moteur a pour but de transformer l'énergie issue de la combustion du carburant en une énergie cinétique de rotation. L'énergie chimique est libérée dans la chambre de combustion et provoque un mouvement de translation du piston. Un système bielle manivelle, constitué de la bielle et du vilebrequin, assure la transformation du mouvement de translation en un mouvement de rotation. La distribution avec l'arbre à cames et les soupapes assure l'admission du carburant et de l'air nécessaire à la combustion, et l'échappement des gaz brûlés. Dans le carter se situent le vilebrequin et la réserve d'huile nécessaire à la lubrification de tous les contacts du mécanisme.



*Figure 1 : Vue de la bielle dans son environnement*

L'étude menée ici concerne les paliers de moteur, qui posent beaucoup de problèmes au niveau tribologique. En effet, le rôle des coussinets est de transmettre l'effort transitant dans l'attelage mobile et d'assurer, dans toutes les conditions de fonctionnement, le mouvement de rotation autour des axes de l'attelage mobile (piston, maneton, tourillon), avec des pertes d'énergie par frottement aussi faibles que possibles et des risques d'avaries les plus négligeables.

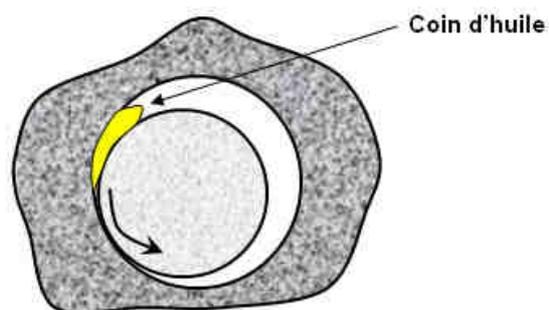
Pour remplir ce rôle avec efficacité, les coussinets doivent présenter un ensemble de qualités faisant intervenir différentes caractéristiques physiques ou métallurgiques des matériaux constitutifs :

- fonctionner en régime hydrodynamique, pour garantir un coefficient de frottement bas,
- être très ductile pour se conformer aux irrégularités géométriques de l'arbre (manetons ou tourillons),
- présenter une bonne conductivité thermique pour évacuer la chaleur engendrée à la surface de frottement,
- posséder une résistance à la fatigue suffisante pour supporter la charge et ne pas se détériorer sous l'effet des sollicitations dynamiques.

Les coussinets sont frettés dans les alésages de paliers et donc ils sont soumis, hors fonctionnement du moteur, à une contrainte statique. Au cours du fonctionnement du moteur ils subissent les mêmes efforts que ceux imposés à la tête de bielle, c'est-à-dire des efforts de combustion et des efforts d'inertie. Le palier est constitué par un arbre qui tourne à l'intérieur d'un logement circulaire composé par des demi coussinets. L'espace libre entre l'arbre et le logement (jeu) est rempli en partie par l'huile. Lorsque l'on applique une charge radiale sur un arbre qui tourne dans un palier, les centres de l'arbre et du palier ne coïncident plus. Le fluide entraîné par l'arbre se trouve emmené dans un coin d'huile convergent (effet de l'excentration de l'arbre), ce qui génère un champ de pression qui s'oppose à la charge.

Le palier comporte deux régions particulières :

- la zone active qui comprend la zone d'épaisseur de film d'huile minimale et qui correspond à la zone où se développe la pression hydrodynamique,
- la zone passive qui est la zone complémentaire.



*Figure2 : Schéma de principe d'un palier hydrodynamique*

### ***Types de coussinets***

Le chargement est différent entre les coussinets de bielle et les coussinets de ligne d'arbre.

La charge sur le **coussinet de bielle** résulte de la combinaison des efforts de combustion et des efforts d'inertie. Sur les moteurs diesel ce sont principalement les efforts liés à la combustion qui prédominent alors que ce sont plutôt les efforts d'inertie sur les moteurs essence, à cause de la vitesse de rotation élevée.

En ce qui concerne les **coussinets de ligne** d'arbre, les sollicitations sont de trois types : efforts transmis par les bielles, efforts d'inertie du vilebrequin et impact du volant moteur. Les charges sur la ligne d'arbre dépendent du palier considéré et sont très variables, contrairement aux bielles où elles sont toutes plus ou moins similaires du fait notamment des dispersions poste à poste de la pression cylindre au cours du cycle moteur. De point de vue fonctionnement, le lieu où la charge est appliquée au coussinet de ligne est plus variable que dans le cas du coussinet de bielle, ce qui rend délicate la détermination du lieu idéal du conduit permettant l'alimentation en huile du coussinet de ligne d'arbre.



*Figure 3 : Coussinet de bielle*

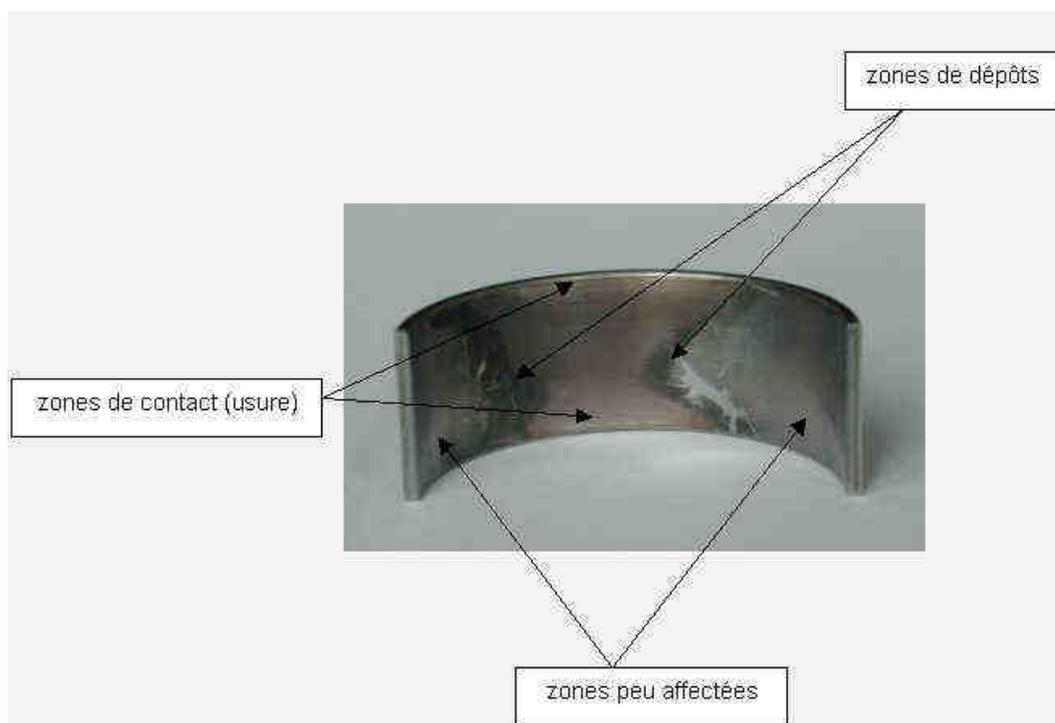
### ***Avaries***

En service, un coussinet de bielle ou de ligne d'arbre est soumis à diverses contraintes d'origine mécanique, thermique, ainsi qu'à des contraintes issues du montage. Il en résulte des endommagements qui sont fonction des matériaux constitutifs du coussinet, des états de surface, de la dureté de la portée de vilebrequin et de l'épaisseur du film d'huile.

Les principaux modes de dégradation des coussinets sont :

- l'usure abrasive qui est principalement due à la mauvaise propreté du circuit de lubrification et aux contacts entre les aspérités et qui peut conduire à un endommagement plus général du coussinet, tel que le grippage,
- l'usure corrosive qui est due à l'action combinée d'acides minéraux ou organiques formés lors de conditions particulières de fonctionnement, et qui peut apparaître en fin d'endurance, lorsque les étanchéités entre eau et huile sont mauvaises,

- la cavitation qui se produit essentiellement pour des coussinets supportant de fortes charges ou soumis à des vitesses élevées. Ce mode de défaillance est notamment lié aux fluctuations intenses de la pression. Parmi les causes qui conduisent à l'apparition de ce type de dégradation, on peut aussi énumérer un arrêt brusque de la lubrification et une discontinuité d'écoulement,
- le grippage qui est un phénomène accidentel, principalement dû à une dégradation continue et exceptionnellement à une rupture d'alimentation de la lubrification,
- le délaminage dû à une mauvaise adhérence de la couche antifriction. Différentes anomalies sont responsables de ces avaries et elles ont toutes leurs origines lors des étapes de fabrication des pièces (présence des graisses, de poussière, présence d'un film d'oxyde sur le substrat, etc.),
- la fatigue qui peut être due, en fonction de l'endroit où elle fait son apparition, entre autres, aux conditions sévères de fonctionnement, à une mauvaise qualité du revêtement, à la présence d'impuretés de taille importante entre le coussinet et son logement, etc.,
- le fretting - corrosion qui peut être observé entre le coussinet et son logement, et qui est dû à la déformation du logement, à l'échauffement, et au serrage insuffisant du chapeau sur la bielle.



*Figure 4 : Coussinet de bielle usé*

## ***Enjeux Industriels***

Les constructeurs automobiles doivent faire face à une sévèrisation régulière des normes d'émission de polluants auxquelles viennent s'ajouter des exigences de réduction des émissions de gaz à effet de serre. Les réductions de niveaux de polluants rendent nécessaires des systèmes de traitement des gaz d'échappement dont le fonctionnement entraîne une augmentation des niveaux de sollicitations thermiques à iso puissance du moteur et performances du véhicule. La réduction des émissions de gaz à effet de serre, en particulier le dioxyde de carbone, passe obligatoirement par une réduction de la consommation de carburant et donc par une augmentation du rendement du moteur.

Une voie pour atteindre cet objectif est d'augmenter la puissance spécifique des moteurs afin de pouvoir utiliser dans les futurs véhicules des moteurs de cylindrée nettement inférieure pour des performances identiques (approche connue sous la dénomination anglaise de « downsizing »). Ceci nécessite de faire supporter les mêmes sollicitations par des pièces dont l'encombrement, et donc le dimensionnement, doit être de plus en plus réduit. Les contraintes supportées par les composants sont donc fortement augmentées. L'ensemble de ces facteurs fait qu'il est de plus en plus nécessaire de disposer de moyens prédictifs qui permettent de dimensionner au plus juste les composants des moteurs et notamment les paliers de bielle et de ligne d'arbre, en prenant en compte des phénomènes physiques de plus en plus complexes.

Une voie complémentaire à la précédente est la réduction de la puissance dissipée par les frottements internes aux moteurs. A ce titre, un des enjeux est l'optimisation des paliers de bielle et de ligne en garantissant la fiabilité des moteurs. En effet, les paliers contribuent à hauteur de 15 à 30 % sur les frottements globaux dans le moteur.

Par ailleurs, sous l'effet de la concurrence internationale, les constructeurs cherchent à augmenter de manière importante la fiabilité et la durabilité de leurs véhicules afin de pouvoir offrir à leurs clients des durées de garantie de plus en plus longues et de renforcer leur image de marque.

Enfin, il a été montré depuis plusieurs années que la rapidité de développement et de mise sur le marché de nouveaux modèles était un facteur fondamental de réussite commerciale et économique des constructeurs automobiles. Ceci a motivé les efforts de réduction, d'une part des délais de conception, et d'autre part d'essais de validation, auxquels le développement des outils de simulation numérique a fortement contribué.

Disposer d'outils de simulation numérique permettant de prévoir et maîtriser les niveaux d'endommagement et de frottement des paliers des moteurs répondant aux futures normes d'émission de polluant et de gaz à effet de serre, compatibles avec le nouveau planning de développement industriel, constitue donc un enjeu fort pour l'ingénierie mécanique des constructeurs automobiles.

Le premier chapitre donne un aperçu des principales études théoriques et modélisations numériques dédiées à l'analyse du comportement des paliers, en situation de lubrifications hydrodynamique et mixte. En s'appuyant sur l'analyse critique de toutes ces études, nous essayons, dans ce contexte, de souligner les besoins d'amélioration et donc de montrer la pertinence de nos études.

Le deuxième chapitre décrit l'influence et la prise en compte de la rugosité des surfaces sur l'écoulement du fluide dans les paliers.

Dans le troisième chapitre les modèles de contact entre deux surfaces rugueuses antagonistes, seront présentés.

Le chapitre 4 décrit le phénomène d'usure, les modèles d'usure qui ont été intégrés dans les outils de simulation de paliers ainsi que leur validation par des résultats d'études expérimentales effectuées sur un banc d'essais (pion – disque).

La seconde partie de ce chapitre portera sur l'application des modèles de lubrifications hydrodynamique et mixte, décrits précédemment, dans la modélisation des paliers de moteur.

Une conclusion générale permettra de rappeler les points principaux de l'étude, en soulignant les avancées mais aussi les difficultés rencontrées, de préciser les compléments que nécessite ce travail et d'en donner les perspectives.

# Chapitre 1

## Etude Bibliographique

### *1.1 Introduction*

Le frottement dans les moteurs à combustion interne est l'une des principales causes de perte de rendement de ces derniers. De 10 à 20 % de la puissance contenue dans le carburant moteur est absorbée par la puissance mécanique dissipée par frottement. Une réduction de frottement moteur induit une réduction importante de la consommation carburant et en parallèle une réduction des émissions de gaz à effet de serre. Il est évident que dans l'amélioration du rendement global des moteurs à combustion interne, la maîtrise des liaisons lubrifiées (maneton, bielle, arbre à cames, etc.) est un passage obligé. Les systèmes palier vilebrequin et bielle représentent entre 25 et 30 % de la puissance perdue par frottement dans un moteur thermique.

L'amélioration du rendement nécessite donc de réduire l'énergie dissipée dans les paliers et passe notamment par une optimisation des dimensions des éléments de l'attelage mobile – vilebrequin, bielles, arbre à cames, .....- ce qui conduit à l'augmentation de leur souplesse. Cette optimisation doit se faire sous contrainte, puisque nous devons éviter des conditions de lubrification de plus en plus sévères qui peuvent se traduire par des contacts plus étendus et plus intenses entre les surfaces et très souvent par des conditions de lubrification mixte.

Un contact est en mode de lubrification mixte lorsque la charge qui lui est appliquée est supportée à la fois par les rugosités des surfaces de palier et par le fluide sous pression. Par extension, même s'il n'y a pas contact des rugosités mais qu'elles ont une hauteur moyenne supérieure au tiers de l'épaisseur du film lubrifiant, elles interviennent dans la portance du contact et l'effet des rugosités doit être pris en compte. La maîtrise des conditions de lubrification mixte est un challenge complexe à relever puisqu'elle nécessite d'appréhender plusieurs phénomènes couplés : déformations élastoplastiques des aspérités, écoulement du fluide entre les rugosités, usure.

Cette situation de lubrification mixte nécessite la prise en compte des interactions à l'échelle des états de surface, d'une part au niveau de l'écoulement du fluide, et d'autre part au niveau des contacts entre les surfaces. Mais avant de modéliser l'écoulement ou le contact entre les surfaces rugueuses, il faut analyser et caractériser les propriétés de ces surfaces.

Dans un premier temps, nous allons évoquer très rapidement les études qui ont porté sur l'analyse des paliers hydrodynamiques de moteurs à combustion interne. Par la suite on va aborder l'analyse et la caractérisation des surfaces rugueuses et l'étude de l'écoulement du lubrifiant entre les surfaces rugueuses. Les deux dernières parties de ce chapitre vont être consacrées à l'étude du contact entre aspérités et à l'usure.

## ***1.2. Paliers hydrodynamiques dans l'automobile***

Une caractéristique commune aux paliers de moteurs est que leur fonctionnement est dynamique. Ils sont soumis à des sollicitations qui varient avec le temps. De plus ils fonctionnent souvent dans des conditions sévères de pression hydrodynamique ( $> 200$  MPa) et de température ( $>120$  °C). L'analyse de ce type de système doit tenir compte de la forte interaction entre le comportement du lubrifiant et les déformations importantes des solides en contact. La dépendance entre l'épaisseur et la pression du film due à l'élasticité (plus importante que dans le cas des contacts hertiens EHD) conduit à un système fortement non-linéaire, qui ne peut être traité de manière efficace que par des algorithmes numériques complexes.

Parmi les premières méthodes d'analyse des paliers de moteurs figure la méthode dite "de mobilité" proposée par Booker [1] en 1965. Elle permet de calculer la trajectoire de l'arbre dans son logement. Le mouvement de l'arbre est décomposé en deux parties, une qui concerne l'écrasement et l'autre qui concerne le mouvement tangentiel – ce sont les composantes du "vecteur de mobilité". Cette méthode n'est applicable qu'à des paliers rigides.

Par la suite, une multitude d'auteurs développent des modèles numériques avec application directe aux paliers de moteur. Fantino et Frêne [2, 3] font une étude numérique appliquée aux paliers de tête de bielle. Ils proposent une formule empirique qui permet de calculer l'épaisseur minimale du film en fonction des caractéristiques des paliers. Oh et Goenka [4] résolvent en 1985 le problème EHD transitoire d'un palier de tête de bielle. Les déformations de la bielle sont tridimensionnelles et les équations de Reynolds et de l'élasticité sont approchées par éléments finis. Bates et al. [5] ont comparé en 1990 des résultats numériques et expérimentaux obtenus pour un palier de tête de bielle d'un moteur à explosion, pour différents régimes (de 1000 à 4000 tr/min). Les calculs numériques ont été faits avec et sans prise en compte de l'élasticité des solides. Les écarts observés pour l'épaisseur du film ont montré les difficultés rencontrées dans l'instrumentation des paliers qui fonctionnent en conditions

réelles. De plus, les hypothèses retenues (palier court, régime isotherme et déformations planes) semblent conduire à une estimation erronée des pressions et épaisseurs du film.

En 1995 Bonneau et al. [6] développent un algorithme basé sur la méthode des éléments finis appliqué à l'étude des paliers de tête de bielle. Ils ont résolu simultanément l'équation de Reynolds et celle de l'équilibre de la charge, par la méthode de Newton-Raphson. Un algorithme de conservation de la masse qui consiste en l'introduction des conditions de conservation de débit (JFO) dans l'algorithme de Murty est utilisé. Les déformations élastiques des surfaces, dues à la pression du film et aux effets d'inertie, sont prises en compte par l'intermédiaire des matrices de compliance. En 1997, Garnier [7] a abordé le problème EHD de la liaison carter - vilebrequin. Il s'appuie sur les travaux de Bonneau et Guines, et réalise un outil pour l'étude de la lubrification des lignes d'arbres des moteurs thermiques. Le modèle est ensuite utilisé par Bonneau et al. [8] qui ont présenté une étude sur l'influence des différentes caractéristiques géométriques sur le comportement du vilebrequin. Il faut aussi rappeler les travaux de Knoll et al. [9] et Boedo et Booker [10] qui ont choisi de calculer les déformations élastiques des surfaces comme une combinaison des modes propres de la structure. Plusieurs auteurs s'intéressent aussi aux effets thermiques dans les paliers de moteurs [11-15] ou aux effets non-newtoniens [16-17].

Même si la liste, décrivant les travaux qui portent sur la lubrification des paliers moteur, peut être encore plus longue, relativement peu d'auteurs ont abordé le problème de la lubrification mixte. Boedo et Booker [18] sont parmi les premiers à avoir analysé l'influence de la rugosité dans la lubrification des paliers dynamiques. Ils ont été suivis par les travaux de Zhang [19,20] et Wang [21,22]. Tous ces auteurs utilisent une équation de Reynolds modifiée en introduisant des facteurs d'écoulement (voir § 1.4) et des modèles de contact élastiques entre les surfaces rugueuses (voir § 1.5).

Plus récemment, Ligier et Ragot [23] proposent un modèle pour la modélisation de l'usure, en conditions de lubrification mixte, pour l'analyse des paliers de pied de bielle. Les auteurs utilisent un modèle de contact élastique, élastoplastique et purement plastique, basé sur les paramètres de surface mesurables. Pour quantifier l'usure, due à différents types de contact, la loi d'Archard a été utilisée.

En 2008, Fatu et al. [24] présente un modèle à deux échelles pour le traitement de la lubrification mixte. Afin d'obtenir une meilleure représentation de la compliance locale du palier, le maillage initial du film est raffiné dans les zones qui sont considérées en conditions de lubrification mixte. La méthode des facteurs d'écoulement et un modèle de contact élastoplastique sont utilisés. Les auteurs utilisent la loi d'Archard pour prédire l'usure. Le modèle est appliqué à l'analyse des paliers de tête de bielle.

## ***1.3 Etats de surfaces***

Les propriétés des surfaces jouent un rôle essentiel dans tout processus où la surface est impliquée en tant qu'interface. La caractérisation des propriétés de surface constitue un domaine extrêmement vaste qui englobe en autres, des caractérisations physiques, chimiques et géométriques.

De toutes ces caractérisations, la microgéométrie ou la rugosité des surfaces ne doit pas être négligée, d'autant plus que les procédés de fabrication de pièces peuvent induire des microgéométries de surface de grande variété, qui sont capables de générer des comportements totalement différents.

Compte tenu de l'importance des paramètres relatifs à la notion d'état de surface, il nous semble important de préciser les définitions des paramètres clefs utilisés dans la mise en équation de la lubrification mixte. Cependant l'objet n'étant pas de se montrer exhaustif sur le sujet, nous nous contenterons d'exposer les systèmes couramment utilisés, dans les grandes lignes, et de mieux comprendre les difficultés rencontrées lors de l'étude des états de surface.

Le terme « état de surface » correspond à l'écart géométrique de la surface d'une pièce réalisée en fabrication par rapport à celle géométriquement idéale, c'est-à-dire sans défaut, que ce soit à l'échelle macroscopique ou microscopique.

Les défauts de surface n'ont pas tous la même influence sur le fonctionnement de la pièce. En respectant les techniques expérimentales de mesure des microgéométries de surface et les techniques de traitement du signal usuelles (filtres numériques, concepts statistiques et reconnaissance de forme), trois types de défauts se distinguent : les défauts de forme, les ondulations et les rugosités (figure 1.1).

### ***1.3.1 Les principes de mesure***

Les techniques utilisées pour la métrologie des surfaces s'appuient sur deux grands principes, la mesure avec contact et la mesure sans contact.

- La mesure avec contact : on applique sur la pièce, avec un effort normal, constant, un stylet, terminé par une pointe pyramidale en diamant tronquée par une calotte sphérique de 2 à 10  $\mu\text{m}$  de rayon. La vitesse de déplacement du stylet est en général inférieure au mm/s.
- La mesure sans contact : on utilise des profilomètres qui font appel à des techniques optiques. Pour avoir des mesures ponctuelles, la technique optique fait généralement appel à des faisceaux convergents qui sont réfléchis par la surface à caractériser. L'absence du contact permet à cette méthode d'avoir des vitesses de déplacement très supérieures à celles de la profilométrie avec contact.

Défaut	Origine possible	Croquis
<b>Défaut de forme</b>  Ecart de rectitude, circularité, parallélisme...	Non planéité de la pièce.	
<b>Ondulation</b>  A = 0.5 mm B = 2.5 mm	Vibrations basse fréquence causées par l'usinage	
<b>Rugosité</b>  Stries, sillons.....	Trace géométrique de l'outil, trace des grains de meulage, .....	

Figure 1.1 : Types des défauts (Source interne Renault)

### 1.3.2 La zone d'exploration

Les zones d'exploration ont des dimensions relativement limitées, ne dépassant que rarement la centaine de millimètres. On trouve deux types d'explorations :

- l'exploration est faite sur une ligne ou une génératrice. On parle alors de profilométrie.

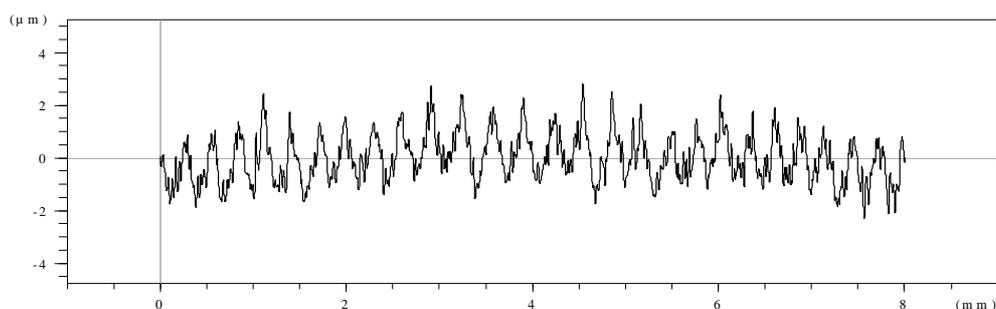
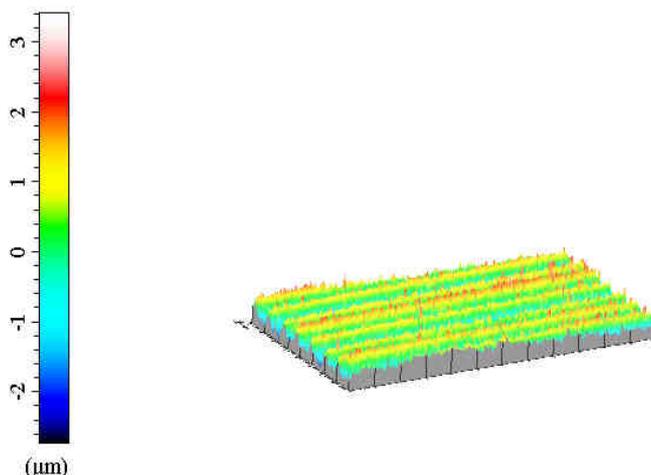


Figure 1.2 : Profil brut

- l'exploration est réalisée sur une zone ou une surface. Le terme de surfométrie est en cours de normalisation.



**Figure 1.3 : Surfométrie**

A l'heure actuelle une très large majorité des caractérisations microgéométriques de surface est réalisée avec satisfaction en utilisant une exploration suivant une génératrice.

### ***Texturage des surfaces***

Un autre aspect non normalisé mais exploité par de nombreux auteurs est l'orientation des surfaces. Ce sujet a été abordé pour la première fois en 1967 par Peklenik [25] qui définit un facteur directionnel  $\gamma$  égal au rapport des longueurs de corrélations dans les deux directions. On reviendra plus en détail sur cet aspect dans le chapitre 2.

Il est possible de caractériser les états de surface sans faire appel aux normes. Pour cette étude, réalisée dans un contexte industriel, s'appuyer sur les normes déjà existantes et choisir les plus appropriées nous semble judicieux.

### ***1.3.3 Normes***

Les normes ne concernent que les mesures réalisées sur des génératrices (la profilométrie). Elles englobent l'ensemble des aspects de la mesure.

La procédure de caractérisation comporte trois opérations principales :

- la mesure du profil de la pièce sur une génératrice (qui est commune aux normes),

- le traitement du profil réel de la pièce pour en extraire soit le profil de rugosité, soit le profil d'ondulation,
- le calcul des paramètres d'états de surface.

Les deux dernières étapes, le traitement du profil et le calcul des paramètres d'états de surface, peuvent se réaliser suivant trois normes internationales (tableau 1.1) :

- normalisation NF EN ISO 4287, 4288 [26, 27],
- normalisation NF EN ISO 12085 [28].

La norme NF EN ISO 12085 est le résultat de la concertation entre les constructeurs français d'automobiles.

Référence	Titre et description
<b>NF EN ISO 4287</b>	Etat de surface : Méthode du profil. Termes, définitions et paramètres d'états de surface.
<b>NF EN ISO 4288</b>	Etat de surface : Méthode du profil. Règles et procédures pour l'évaluation de l'état de surface.
<b>NF EN ISO 12085</b>	Etat de surface : Méthode du profil. Paramètres liés aux motifs.

*Tableau 1.1 : Normes*

### ***1.3.4 Norme NF EN ISO 4287, 4288 : « Ligne moyenne »***

#### ***Traitement du profil de surface***

Le profil de rugosité est obtenu par filtrage du profil de surface.

L'objectif de ce filtrage est d'isoler, sur le profil de la pièce, la contribution des défauts selon leur nature. La frontière couramment utilisée pour séparer les défauts qui sont l'ondulation et la rugosité se situe à 0.8 mm. Les valeurs également utilisées sont les suivantes : 0.08, 0.25 et 2.5 mm. Ce paramètre s'appelle la longueur de base.

#### ***Calcul des paramètres***

A l'issue de ce filtrage on peut calculer les paramètres sur les différents profils :

- Profil de forme,
- Profil de rugosité (profil total filtré des variations de grande période),

- Profil d'ondulation (profil total filtré des variations de petites périodes).

En enlevant la forme et les résidus, le profil total est égal à la somme des profils de rugosité et d'ondulation.

Les paramètres les plus utilisés sont les paramètres déterminés sur le profil de rugosité. La norme prévoit deux familles de paramètres :

- Les paramètres géométriques,
- Les paramètres statistiques.

Les principaux paramètres géométriques retenus, sont :

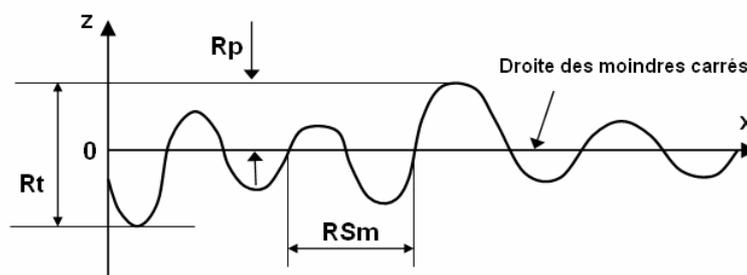


Figure 1.4 : Paramètres de rugosité

- $R_t$  représente la différence d'altitude entre le point le plus élevé du profil et le point le plus bas,
- $R_p$  représente la position du point le plus élevé du profil par rapport à la ligne moyenne (droite des moindres carrés).

Les principaux paramètres statistiques utilisés sont le  $R_a$ ,  $R_q$  et le  $R_{Sm}$ . Les autres paramètres sont détaillés en Annexe A.

- $R_a$  est la moyenne arithmétique des ordonnées des points du profil par rapport à la droite des moindres carrés. Ce paramètre décrit l'amplitude de dispersion des valeurs autour de la ligne moyenne,
- $R_q$  est la moyenne quadratique des ordonnées des points du profil par rapport à la droite des moindres carrés,
- $R_{Sm}$  est la périodicité moyenne des aspérités. On la détermine en recherchant la distance moyenne séparant les intersections successives, en front montant, entre le profil et la droite des moindres carrés.

Une définition mathématique des paramètres décrits par la norme de la Ligne Moyenne se trouve en Annexe A.

### ***Analyse de la norme « ligne moyenne »***

Avantages : cette norme est actuellement la plus couramment utilisée parce qu'elle est très simple, accessible et la plus ancienne.

Inconvénients : cette norme présente des difficultés au niveau du filtrage. Le mode de filtrage est particulièrement adapté à des défauts relativement périodiques. Les fluctuations locales causent des distorsions sur le reste du profil ce qui nuit à la validité de ce traitement. Ce point est à l'origine de la seconde technique de traitement de signal proposé pour les états de surface.

### ***1.3.5 Norme NF EN ISO 12085 : « motif et ligne enveloppe »***

Cette norme est née de la volonté des constructeurs automobiles français de créer une uniformisation des techniques de mesure en complétant les informations données par les normes existantes.

#### ***Traitement du signal***

Le profil de surface est dégauchi grâce à la droite des moindres carrés, après application du filtre de longueur d'onde courte  $\lambda_s$ , puis il est numérisé (le pas de numérisation ne doit pas être supérieur à 4  $\mu\text{m}$ ). La suite du traitement fait appel à une technique de reconnaissance de forme.

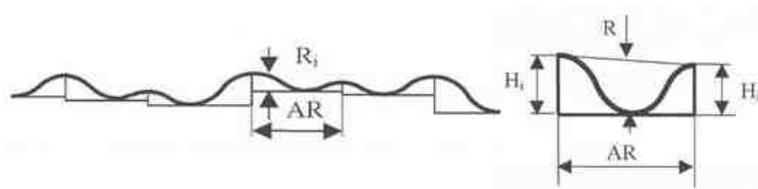
On décompose le profil en une succession des motifs élémentaires composés de deux pics entourant un creux de telle manière que leurs hauteurs dépassent 5/100 de l'amplitude moyenne de rugosité mesurée sur des blocs d'une longueur de 250  $\mu\text{m}$ .

Les motifs sont ensuite regroupés deux à deux sauf si l'on respecte l'une des quatre règles suivantes :

- Condition d'enveloppe : aucune combinaison n'est possible si le pic commun est plus haut que les deux autres,
- Condition de largeur : la combinaison des deux motifs ne doit pas dépasser une largeur de 500  $\mu\text{m}$  pour les profils de rugosité,
- Condition d'agrandissement : la combinaison ne peut diminuer la plus petite des hauteurs T1 ou T2 de l'un des deux motifs,
- Condition de profondeur relative : aucune combinaison n'est possible si les profondeurs des deux vallées adjacentes sont supérieures à 60% de la plus petite hauteur du motif considéré.

#### ***Paramètres de rugosité***

Lorsque toutes les combinaisons sont réalisées les motifs définitifs sont les motifs de rugosité, on peut alors définir les paramètres de rugosité (Annexe A) :

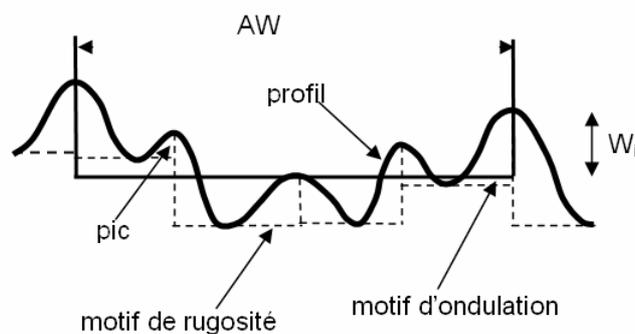


**Figure 1.5 :** Paramètres motif (Source Robbe-Valloire [87])

- $R$  est la moyenne des profondeurs élémentaires de rugosité mesurée sur les motifs de rugosité,
- $SR$  est l'écart type des rugosités élémentaires,
- $AR$  est la moyenne des pas élémentaires de rugosité,
- $SAR$  est l'écart type des pas élémentaires de rugosité,
- $R$  et  $SR$  peuvent être corrigés en écrêtant à  $R + 1.65 SR$  les pics dépassant cette valeur.

### Paramètres d'ondulation

A partir des motifs corrigés obtenus ci-dessus, on définit la ligne enveloppe supérieure corrigée qui passe par tous les sommets. Cette ligne enveloppe supérieure va subir les essais de combinaison en respectant les quatre conditions déjà mentionnées (sauf la condition de largeur passant de  $500 \mu\text{m}$  pour la rugosité, à  $2500 \mu\text{m}$  pour l'ondulation). On peut ensuite définir les paramètres d'ondulation (Annexe A) :



**Figure 1.6 :** Paramètres d'ondulation (Source Robbe-Valloire [87])

- $W$  est la moyenne des profondeurs d'ondulation,
- $SW$  est l'écart type des profondeurs d'ondulation,
- $AW$  est la moyenne des pas d'ondulation,

- *SAW* est l'écart type des pas d'ondulation.

Une définition mathématique des paramètres décrits par la Norme Motif se trouve en Annexe A.

#### ***Analyse de la norme « motif »***

Avantages : cette norme permet de suivre le profil même lors d'accidents locaux qui sont difficiles à traiter au moyen des techniques usuelles de traitement du signal. Elle permet aussi le choix des pics et des creux utiles pour caractériser les distributions de ces éléments.

Inconvénients : cette norme est relativement récente et elle ne jouit pas d'un recul aussi important que l'autre norme. Par ailleurs, elle ne fournit qu'une estimation des différences d'altitude entre creux et bosses successives ce qui peut paraître limitatif, notamment pour les situations où la forme de l'aspérité est de premier ordre.

#### ***Synthèse***

Les deux normes ont les mêmes bases : profilométrie – filtrage – extraction des paramètres. Ces deux normes se distinguent nettement par la méthode de traitement du signal qui permet d'extraire du profil brut de la pièce, sa rugosité exprimée par des paramètres. La norme NF EN ISO 12085 utilise un filtrage basé sur la reconnaissance de forme, qui prend en compte les accidents locaux et minimise leurs effets sur le paramètre mesuré. Dans le contexte de cette étude, l'utilisation des normes s'avère être utile et indispensable. Utile, parce que le nombre important de normes et leur diversité nous permet de choisir celles qui nous semblent les mieux appropriées à notre étude. Indispensable, dû au contexte industriel de cette étude qui doit s'appuyer sur d'autres études déjà existantes et validées. Toutefois il existe d'autres méthodes complémentaires de caractérisation des surfaces. Parmi le plus utilisées, on mentionnera la courbe de portance et la surfométrie. D'autres méthodes plus marginales sont : la statistique, la décomposition spectrale et les fractales. (Annexe B).

### ***1.4 Modélisation de l'écoulement entre les rugosités***

Les paliers de moteurs automobiles actuels ont des fonctionnements qui imposent des épaisseurs moyennes de film d'huile de plus en plus faibles, ce qui nécessite la prise en compte de la microgéométrie des deux surfaces en contact (coussinet et arbre). En effet, les perturbations locales des hauteurs de film d'huile (figure 1.7), liées aux microgéométries, vont d'une part induire des variations de pression et d'autre part engendrer des possibilités de contact direct entre les deux surfaces au niveau des aspérités les plus hautes.

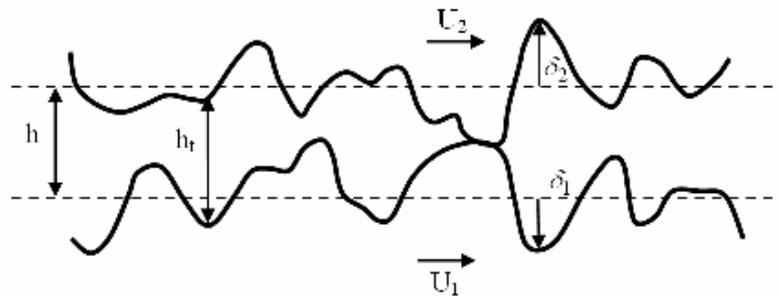


Figure 1.7. : Epaisseur de film

Sur la figure 1.7 on retrouve une des définitions, de l'épaisseur de film, les plus répandues, dans la littérature:

$$h_t = h + \delta_1 + \delta_2 \quad (1.1)$$

ou  $h$  est l'épaisseur de film nominale entre les lignes moyennes des surfaces antagonistes et  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  sont les amplitudes des rugosités aléatoires des deux surfaces, mesurées par rapport aux lignes moyennes. Cette même définition sera utilisée, par la suite, dans nos études et calculs.

Cette partie de l'étude bibliographique sera dédiée aux différents modèles d'écoulement de fluide, à faible épaisseur, entre deux surfaces rugueuses antagonistes, proposés dans la littérature.

Actuellement, les analyses disponibles pour la modélisation de l'écoulement à faible épaisseur peuvent être regroupées en trois catégories :

- **analyse stochastique** – étude de la lubrification en considérant les paramètres statistiques de la rugosité,
- **analyse déterministe** – étude de la lubrification en faisant une description géométrique de la rugosité,
- **analyse d'homogénéisation** – étude de la lubrification en considérant un problème local et un problème global.

Chacune de ces approches sera discutée pour apprécier ses avantages et ses inconvénients.

#### 1.4.1 Approche stochastique

L'approche stochastique consiste à remplacer le fluide qui se trouve entre deux surfaces rugueuses par un film de hauteur moyenne entre des surfaces lisses. Une forme modifiée de l'équation de Reynolds est employée lors de la modélisation. Des facteurs correctifs, nommés aussi facteurs d'écoulement, calculés de façon déterministe, sont ajoutés dans l'équation de Reynolds, afin de prendre en compte de manière globale l'influence de la rugosité.

En 1967, Tseng et Saibel [29] introduisent en lubrification le concept stochastique, basé sur l'analyse des surfaces rugueuses aléatoires. Ils étudient l'effet de la rugosité des surfaces sur la charge et la force de frottement, dans le cas d'un patin. Les auteurs font une distinction entre l'ondulation et la rugosité, en considérant cette dernière comme étant aléatoire et pouvant être caractérisée par une fonction de densité de probabilité, déterminée de façon expérimentale.

Le modèle stochastique a été révisé en 1971 par Christensen et Tonder, [30] qui développent une équation de Reynolds moyennée, pour étudier la répartition de la pression sur des surfaces rigides comportant une rugosité modélisée comme des sillons orientés longitudinalement et transversalement. Ils montrent que l'effet de la rugosité des surfaces sur les caractéristiques d'un palier, infiniment long. Les auteurs constatent que la plupart des surfaces réelles s'approchent d'une distribution gaussienne. Cependant, du point de vue théorique, la distribution gaussienne présente des inconvénients lors de son utilisation. Pour cela, ils choisissent une forme polynomiale qui approche au mieux la forme gaussienne.

En 1974, Rhow et Elrod [31] étudient l'effet de la charge sur deux surfaces rugueuses. Les auteurs prennent en compte dans leur modèle l'effet transitoire dû à la rugosité des surfaces. Ils démontrent, dans l'équation qui gouverne la pression moyenne, que ce terme transitoire est du même ordre d'importance que les autres termes retenus. Ils montrent également que pour des surfaces ayant les mêmes caractéristiques de rugosité, la portance d'un palier infiniment long varie en fonction de la distribution de la rugosité sur les deux surfaces antagonistes (figure 1.8).

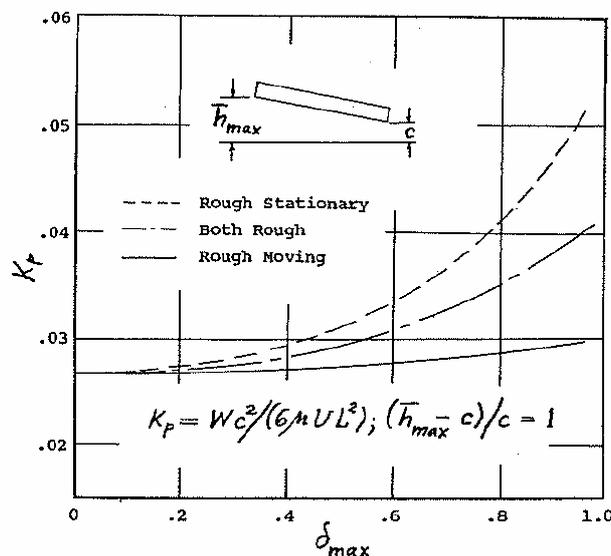


Figure 1.8 : Représentation de la portance en fonction d'une rugosité transverse (Source Rhow et Elrod [31])

En 1976, Chow et Cheng [32] ont étendu le modèle de lubrification HD des surfaces rugueuses de Christensen, à la lubrification EHD entre deux cylindres. Les études ont été réalisées sur des surfaces rugueuses purement transverses et longitudinales, avec et sans glissement. Les auteurs ont observé que pour des surfaces avec une rugosité longitudinale, la pression diminue sensiblement. En considérant des surfaces avec une rugosité transverse, on remarque un léger effet bénéfique sur l'épaisseur moyenne de film. Cette même approche a été utilisée pour l'étude de l'influence que la rugosité des surfaces peut avoir sur la lubrification des deux cylindres et la lubrification d'un patin infiniment long en position de glissement. Les résultats obtenus pour ces deux cas d'étude montrent que les effets de la rugosité des surfaces sont similaires à ceux trouvés dans le contact EHD.

En 1978 et 1979, Patir et Cheng [33, 34] exposent leurs travaux déterminants dans l'évolution ultérieure de la recherche sur la lubrification mixte. Ils proposent d'intégrer trois facteurs d'écoulement dans l'équation de Reynolds, deux facteurs d'écoulement en pression et un facteur de cisaillement. Ces facteurs sont par la suite calculés lors d'une modélisation de l'écoulement entre deux surfaces générées numériquement. La première partie du Chapitre 2 détaille le modèle et les méthodes employées.

Le modèle de Patir et Cheng est une référence dans la littérature de la lubrification mixte. Le modèle a été repris dans sa forme initiale par plusieurs auteurs.

En 1983, Tripp [35] étend et généralise cette méthode en remédiant aux difficultés rencontrées par Patir et Cheng. Difficultés qui se présentent sous la forme de la dépendance des facteurs d'écoulement aux paramètres de rugosité, qui peuvent être déterminés seulement par des moyens expérimentaux, pour chaque exemple de surface rugueuse. Pour résoudre cette difficulté, l'auteur donne une solution basée sur la fonction de Green pour un écoulement idéalement lisse qui permet d'avoir une expression de la pression en fonction des hauteurs aléatoires de chaque surface. Les facteurs d'écoulement sont ainsi des fonctions de l'épaisseur de film et des pressions dérivables. Une variable importante du modèle, qui gouverne l'écoulement, est le rapport entre l'épaisseur de film nominale et l'écart type de la rugosité combinée des deux surfaces. Pour des valeurs de ce rapport, inférieures à 3, l'aire de contact augmente progressivement, ce qui contribue au blocage de l'écoulement et modifie les paramètres de surface. C'est à partir de ce moment que les résultats obtenus par l'auteur ne coïncident plus avec ceux obtenus par Patir et Cheng.

Knoll et al. [36] font, en 1998, une étude sur l'effet de la déformation due au contact entre les aspérités, sur les facteurs d'écoulement. Les auteurs ne prennent en compte dans leurs études que la déformation due au contact sec, en négligeant la partie HD. Pour chaque incrément de l'épaisseur moyenne du film, ils calculent la déformation de la surface à l'aide d'un modèle de contact élastique. Ils calculent par la suite les facteurs d'écoulement sur cette surface déformée.

Kim et Cho [37] présentent un modèle d'écoulement tridimensionnel, qui prend en considération la déformation élastique des aspérités d'un patin. Les calculs ont été réalisés sur des surfaces numériques gaussiennes avec une distribution isotrope. Les auteurs remarquent une différence visible entre un corps rigide et un corps élastique dans le calcul des facteurs d'écoulement, en raison de l'augmentation de l'épaisseur du film et de la réduction de la pente des aspérités, du fait de leur déformation élastique. L'épaisseur de film entre les deux surfaces a été calculée en utilisant l'équation de Reynolds moyennée, qui prend en compte les facteurs d'écoulement. Pour une pression imposée, l'épaisseur de film augmente avec l'augmentation de la rugosité du patin, pour des surfaces rigides et élastiques, cependant la diminution de la valeur minimale de l'épaisseur de film est due à la variation de l'angle des aspérités. Une comparaison entre un patin rigide et un patin élastique, montre que l'épaisseur de film minimale, située entre le patin élastique et le plan, est plus faible que celle située entre un patin rigide et un plan, surtout quand la rugosité du patin et la pression imposée augmentent.

Plus tard, en 2008, les mêmes auteurs [38] utilisent les facteurs d'écoulement pour des surfaces rugueuses générées, avec différents paramètres de surface (skewness et kurtosis), en prenant en compte la déformation élastique des microgéométries.

D'autres auteurs ont soit modifié les facteurs d'écoulement, soit proposé des nouvelles formulations afin de rendre le modèle plus adapté (à des rugosités spécifiques ou à des contacts plus chargés).

En 1986, Tonder [39] s'intéresse à la lubrification des surfaces rugueuses unidirectionnelles. Le modèle présenté est basé sur l'équation de Reynolds, pour des surfaces rugueuses avec une direction préférentielle, qui est construite en fonction du repère initial de la surface (figure 1.9). Les facteurs d'écoulement sont implicites dans cette équation et des expressions similaires sont données pour les facteurs de cisaillement. L'auteur montre aussi que ces expressions peuvent être formulées en fonction du rapport des longueurs d'autocorrélation qui correspond, pour des stries aléatoires, au nombre de Peklenic [25]. En faisant une comparaison entre le modèle présenté et ceux déjà existants dans la littérature, l'auteur confirme que les expressions valides pour les surfaces rugueuses isotropes, correspondent à ceux pour une direction de  $45^\circ$ , dans la direction du mouvement. L'auteur précise que les résultats obtenus sont valables seulement pour des surfaces rugueuses unidirectionnelles.

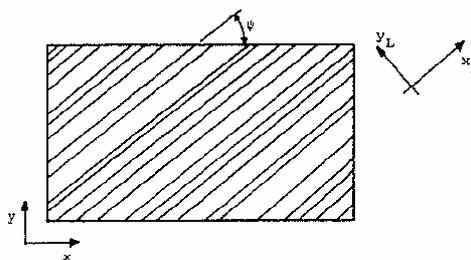
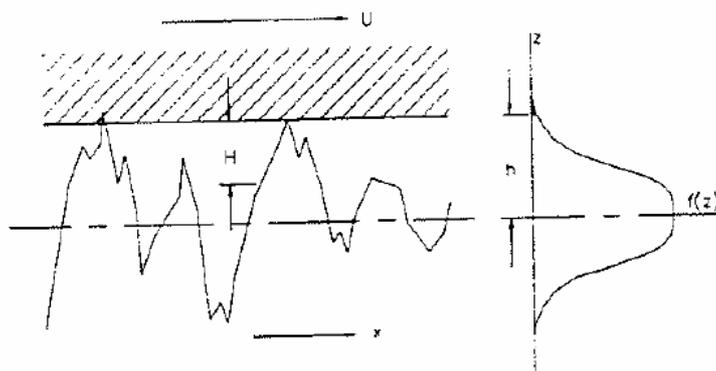


Figure 1.9 : Surfaces rugueuses avec une direction principale (Source Tonder [39])

En 1987, Tonder [40] étend cette théorie de la lubrification des surfaces striées unidirectionnelles, avec des angles arbitraires par rapport à la direction du mouvement, pour le cas des rugosités sur les pièces en mouvement. Comme dans le cas d'une rugosité, sur une pièce statique, le but est de définir des facteurs d'écoulement croisés qui peuvent améliorer considérablement l'écoulement dans un palier où, s'il y a blocage, peuvent générer des pressions élevées. Il conclut par le fait que la rugosité sur la pièce statique est préférable à celle sur la pièce en mouvement.

En 1987, Lebeck [41, 42] fait une analyse du régime de frottement mixte entre deux surfaces parallèles en mouvement. L'auteur nous fait remarquer que dans un système de deux surfaces parallèles, en mouvement de glissement et pour des grandes épaisseurs de film, si la vitesse augmente, le frottement diminue considérablement. Le modèle de frottement mixte présenté permet une bonne évaluation du frottement et une prédiction correcte de son expression (figure 1.10). En se basant sur ce modèle, l'auteur affirme que la réduction du frottement est causée par la pression du fluide qui soulage la charge supportée par les aspérités. Dans la deuxième partie de cette étude, il compare le modèle de frottement mixte entre deux surfaces en mouvement de glissement avec des données expérimentales. Les études sont réalisées pour deux types de lubrifiants: l'eau et l'huile. L'auteur nous fait remarquer que pour des surfaces parallèles, en mouvement de glissement, les mécanismes tels que la collision entre les aspérités et l'effet de cisaillement, ne peuvent pas être considérés comme une source primaire de lubrification. Dans un contexte plus général du frottement mixte, entre deux surfaces réelles, ces mécanismes ne sont pas suffisamment puissants. L'auteur précise aussi que toute déviation des surfaces parallèles, tel que l'ondulation, peut induire une forte charge hydrodynamique. Avec le modèle de frottement mixte rajouté au modèle expérimental, la prédiction du frottement devient possible.



*Figure 1.10 : Modèle de frottement mixte (Source Lebeck [42])*

En 2000, Kharlamov et al. [43] examinent le rôle de la lubrification dans le frottement mixte. Ils montrent que le lubrifiant situé entre les deux surfaces de contact a un effet important sur les charges extérieures, qui agissent sur le système. La zone de frottement est modélisée comme un milieu poreux en deux dimensions et les équations qui caractérisent l'infiltration du fluide, sont des équations du

modèle d'écoulement, adaptées pour les matériaux poreux. Les auteurs formulent un nouveau modèle d'écoulement, pour des surfaces rugueuses en mouvement de glissement, et utilisent des paliers d'arbre comme exemple.

En 2001, Harp et Salant, [44], définissent une équation de Reynolds moyennée capable de prédire les effets de la cavitation JFO et le modèle supplémentaire d'écoulement de Patir et Cheng. Les facteurs de flux sont calculés en fonction de la séparation des surfaces et des propriétés statistiques des surfaces. Les auteurs introduisent un nouveau facteur d'écoulement qui reste spécifique au modèle de cavitation.

### 1.4.2 Approche « homogénéisation »

Des travaux récents concernent les techniques d'homogénéisation pour les études qui impliquent les surfaces rugueuses. L'écoulement du fluide est découpé dans deux problèmes :

- un problème local, à une échelle microscopique – décrit la rugosité,
- homogénéisation sur une échelle macroscopique – décrit la géométrie du palier.

L'idée principale de cette méthode est de résoudre un problème global à partir de paramètres pré calculés localement. Le principe consiste à décomposer la pression en une série de termes qui dépendent de variables globales et locales

$$p(x_1, x_2) = p_0(x_1, x_2) + \varepsilon p_1(x_1, x_2, y_1, y_2) + \varepsilon^2 p_2(x_1, x_2, y_1, y_2) + \dots \quad (1.2)$$

où  $y_j = \frac{x_j}{\varepsilon}$ .

Dans cette expression le premier terme dépend uniquement des variables globales, alors que les termes suivants dépendent également des variables locales.  $\varepsilon$  représente la période de l'échantillon de petite taille. Si  $\varepsilon$  est suffisamment petit, les termes d'ordre deux ou plus sont négligeables. [45]

Ces techniques ont été mises en œuvre, en 1988, par Bayada et Chambat [46]. Ils définissent une équation de Reynolds sur des fondements mathématiques. Les auteurs démontrent, de point de vue théorique, la validité de la technique d'homogénéisation, pour trois cas : quand  $\varepsilon$  est inférieur, de même ordre et supérieur à l'épaisseur de film. On tient à remarquer que les auteurs introduisent les termes "croisés" pour l'analyse d'une rugosité avec une direction préférentielle.

En 1989, Bayada et Faure [47] appliquent cette technique pour un palier et montrent que sa validité dépend de la combinaison entre  $\varepsilon$  et le type de rugosité. Cependant cette méthode est, a priori, applicable pour des rugosités périodiques.

En 2004, Kane et Bou-Said [48] utilisent la technique de l'homogénéisation pour modéliser l'écoulement entre des surfaces anisotropes dont la direction principale est quelconque par rapport à la

direction d'écoulement. Ils font aussi une comparaison entre la méthode d'homogénéisation et la technique directe (calcul déterministe) et procèdent ainsi à la validation de cette technique pour un nombre important de points. Les auteurs mettent en évidence le fait que pour des faibles amplitudes de rugosité, par rapport à la hauteur de film, et pour un nombre important de pics de rugosité cette analyse est fiable indépendamment du type de rugosité de la surface.

En 2002, Jai et Bou-Said, [49] comparent les solutions moyennes obtenues par homogénéisation à une solution obtenue par simulation numérique pour des conditions spéciales, principalement dues à l'anisotropie des surfaces. Ils comparent les profils du champ de pression dans les directions longitudinale et transverse et concluent que la méthode d'homogénéisation donne une meilleure approximation de la solution exacte que la méthode stochastique. Ce fait se vérifie d'autant plus que le nombre de rugosités est augmenté.

Plus récemment, en 2005, Bayada et al. [50] utilisent l'homogénéisation pour traiter des problèmes de cavitation.

Cette technique de l'homogénéisation suscite un grand intérêt depuis quelques années. Son efficacité a tout particulièrement été montrée pour des cas de lubrification avec des fluides non newtoniens. Il faut souligner que ces calculs sont complexes et nécessitent des temps CPU élevés. Vu le contexte industriel de cette étude, adopter cette méthode ne nous a pas paru pertinent.

### ***1.4.3 Approche déterministe***

Une approche différente, dans le calcul d'écoulement à faible épaisseur de film, est l'approche déterministe. Elle permet de prendre en compte de manière plus réaliste les rugosités. Les travaux effectués avec ce type d'approche sont basés sur l'application de l'équation de Reynolds classique et montrent qu'une description précise de la rugosité est une donnée importante. Elle permet d'obtenir des informations locales telles que les variations locales de la pression.

En 1990, Sadeghi et Sui [51] s'intéressent au problème de lubrification EHD, entre deux surfaces rugueuses, en mouvement de glissement / roulement, en négligeant les effets transitoires. La technique utilisée implique la résolution de l'équation de Reynolds et de l'équation de l'énergie en utilisant la méthode des volumes finis. Les auteurs ont investigué les effets du chargement, l'amplitude des aspérités, le rayon de courbure des aspérités et la vitesse et ils nous font remarquer que la rugosité des surfaces affecte de façon significative la pression et la distribution de la température. Les auteurs concluent avec quelques remarques :

- pour des contacts fortement chargés, l'effet de la rugosité de la surface, sur la pression, la température et l'épaisseur de film est important,

- quand le rayon de courbure des aspérités est grand, les surfaces peuvent être considérées comme lisses,
- l'amplitude des aspérités augmente de façon significative le coefficient de frottement,
- pour les mêmes charges, vitesses et rayons de courbure des aspérités, plus l'amplitude des microgéométries augmente, plus le maximum de la température de film augmente.

En 1992, Venner et Napel [52] étudient l'influence de la rugosité des surfaces sur la pression et l'épaisseur de film, dans le cas d'un contact linéaire, dans des conditions stationnaires de lubrification EHL et utilisent des vrais profils mesurés sur des surfaces réelles. Les auteurs se sont principalement intéressés à l'effet de la vitesse des surfaces et la pression de Hertz maximale. Ils ont prédit, pour le cas étudié, une augmentation de l'épaisseur moyenne de film et concluent que celle-ci est due à la non-prise en compte de la déformation des aspérités. Les résultats obtenus montrent, pour un cas stationnaire, une importante déformation élastique des microgéométries.

En 1994, Ai et Cheng [53] font une analyse transitoire EHL, pour les contacts linéaires des surfaces rugueuses mesurées, en utilisant la méthode multigrilles. Les auteurs remarquent que l'effet transitoire dû à la rugosité des surfaces a une influence importante sur la distribution de la pression et sur le profil de l'épaisseur de film. Les fluctuations de la pression augmentent avec la vitesse de glissement relative entre les deux surfaces en contact. Ils remarquent aussi que quand la surface rugueuse est en mouvement, la déformation élastique des rugosités, dans la zone de contact, augmente avec la vitesse. Quand la vitesse de la surface rugueuse atteint ou dépasse la vitesse de roulement, la surface modifiée est presque la même que celle du profil de rugosité non déformé. Du fait d'une mauvaise synchronisation entre la fluctuation de la pression et le profil de rugosité, l'épaisseur du film minimale est plus petite que si la surface rugueuse se déplace avec une vitesse égale ou plus grande que celle de roulement.

En 1999, Jiang et al. [54] s'intéressent à la lubrification mixte élastohydrodynamique. Le modèle présenté traite du problème EHL pour des épaisseurs de film très minces, où le film de lubrifiant n'est pas assez épais pour séparer les aspérités en contact des deux surfaces rugueuses. L'aire de contact des deux surfaces est donc divisée entre l'aire lubrifiée et l'aire des aspérités en contact (figure 1.11). L'équation de Reynolds est utilisée seulement dans l'aire lubrifiée et la charge est supportée par le film lubrifié et par les aspérités en contact. Les calculs ont été réalisés à l'aide d'un code numérique qui combine un algorithme multigrilles avec la technique FFT. Grâce à cet outil les temps de calcul sont réduits jusqu'à quelques heures, pour un maillage très fin, jusqu'à un million de nœuds.

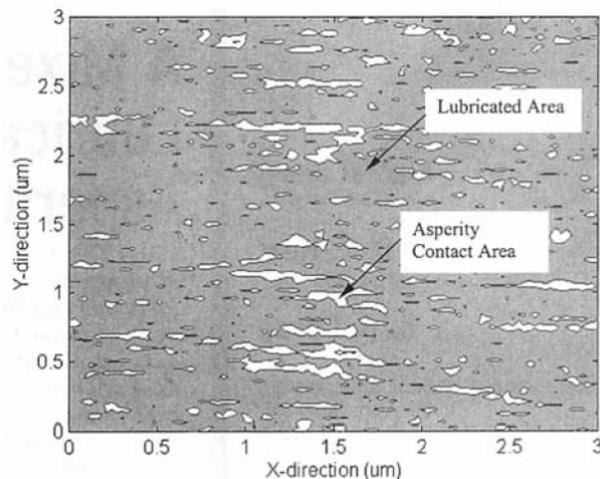


Figure 1.11 : Zone lubrifiée avec des points de contact (Source Jiang et al. [54])

En 2000, Guateng et al. [55] font une étude pour des très faibles épaisseurs de film, pour différentes configurations de surfaces rugueuses. Différents modèles de rugosité ont été présentés, pour des surfaces en acier, dotées des stries longitudinales et transversales et de petites sphères (bumps), ainsi que leur influence sur l'épaisseur de film, pour différentes vitesses de roulement. Les auteurs montrent que dans tous ces modèles, la forme détaillée et l'épaisseur du film dépend de la géométrie des surfaces en contact et de la vitesse de roulement. Ils ont aussi montré que ces caractéristiques des surfaces, présentées dans le modèle, contribuent à l'augmentation de l'épaisseur moyenne de film, par comparaison avec des surfaces lisses, dans des conditions où l'épaisseur locale du film est plus petite que la distance moyenne entre les deux surfaces. Cependant, pour une surface rugueuse aléatoire, l'épaisseur moyenne de film est plus petite que pour les surfaces lisses. Cette étude représente la première investigation quantitative du comportement des surfaces rugueuses pour de très faibles épaisseurs de film.

Zhang et Cheng [56] présentent un modèle THD transitoire, pour un fluide non newtonien, pour des paliers de moteur chargés de façon dynamique, en situation de lubrification mixte (figure 1.12). Les auteurs remarquent que le cisaillement réduit de façon significative la pression du film, la capacité du chargement, la perte de puissance et la température de l'huile et augmente les fuites. Les effets combinés de l'aspect thermique, de la rugosité et des caractéristiques non newtoniennes du fluide sont fortement liés à la texture et à la structure de la rugosité, la masse du palier, les caractéristiques géométriques et les conditions de fonctionnement.

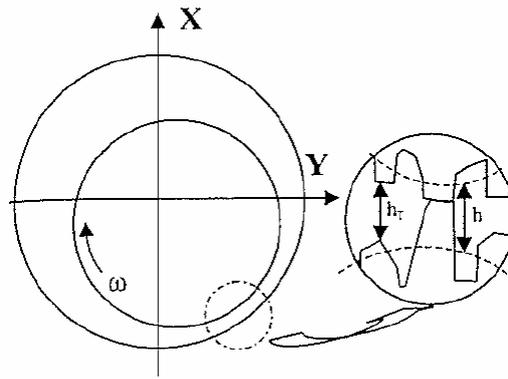


Figure 1.12 : Configuration d'un palier (Source Zhang et Cheng [56])

En 2004, Wang et al. [57] étudient le phénomène de lubrification mixte, par une approche à l'échelle macro et microscopique (figure 1.13) et font une comparaison avec le modèle global de lubrification EHL de Zhu et Hu. Les résultats obtenus indiquent que l'approche macro – micro donne des valeurs raisonnables d'épaisseur de film et de pression, pour un rapport entre l'épaisseur moyenne de film et l'écart type des surfaces, plus grand que 1. Dans cette région, les auteurs supposent que la pression de contact, au niveau des aspérités, est une pression hydrodynamique. La plupart des incohérences des résultats obtenus, apparaissent dans la région où les interactions entre les aspérités supportent la charge du mécanisme. Les auteurs nous font remarquer que la pression de contact entre les aspérités et la pression hydrodynamique, calculées en utilisant le modèle présenté, donnent une sous – estimation de la déformation des aspérités et une sur – estimation de la pression moyenne des aspérités. Ils concluent en affirmant que l'exactitude du modèle micro – macro, dépend de l'exactitude du calcul des facteurs d'écoulement.

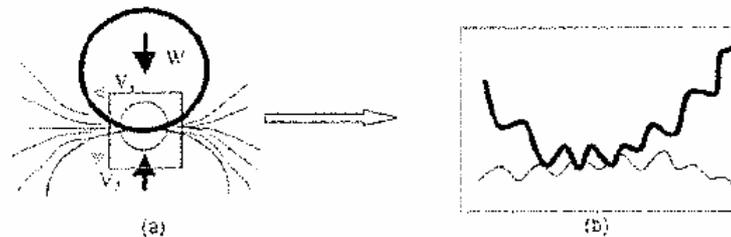


Figure 1.13 : Description d'un problème EHL mixte, a) deux corps en contact lubrifié, b) interactions au niveau des aspérités (Source Wang et al. [57])

Holmes et al. [58] font une analyse des effets de la lubrification mixte dans la simulation du contact pour les dents d'engrenages. L'étude a été réalisée pour une surface lisse et une surface rugueuse stationnaire. La pression, qui se trouve dans les creux de la surface, est déterminée en utilisant un

modèle simple de contact linéaire, dans des conditions isothermes. Les auteurs précisent que le contact dépend de la vitesse de glissement. Ils donnent aussi les résultats d'une comparaison entre un contact ponctuel et un contact linéaire, pour une valeur faible du rapport entre l'épaisseur du film et l'écart type de la rugosité composite des deux surfaces. Cette comparaison montre qu'une analyse du contact linéaire est suffisante pour déterminer les conditions de pression et l'épaisseur du film.

En 2004, Wang et al. [59] calculent de façon déterministe la pression et la température de la surface, en résolvant, de façon simultanée, un système d'équations qui gouvernent la lubrification, le contact et la composante thermique, d'un point de contact de l'interface. La distribution de la pression, sur le domaine entier de calcul, est obtenue en résolvant l'équation de Reynolds, sans identifier les régions hydrodynamiques ou des aspérités en contact. En utilisant un algorithme basé sur les FFT, pour calculer la déformation de la surface et l'augmentation de la température, l'analyse numérique des contacts lubrifiés est réalisée dans des temps raisonnables. Le modèle permet la simulation des différentes conditions de lubrification, de la lubrification EHL, avec des grandes épaisseurs de film, jusqu'à la lubrification limite, ce qui permet une meilleure compréhension de l'effet des rugosités de surface. Les résultats obtenus montrent que le contact et le glissement des aspérités peuvent induire des augmentations locales de température. Les auteurs montrent aussi que l'effet de l'augmentation de la température sur la distribution de pression n'est pas significatif pour un glissement ou roulement modéré.

En 2006, Dobrica et al. [60] s'intéressent à la lubrification mixte et présentent une comparaison entre les modèles déterministes et les modèles stochastiques. Ils proposent une solution numérique déterministe pour les composantes hydrodynamiques du problème de lubrification. Le modèle peut être appliqué pour des paliers de moteur, de petites dimensions, qui ont seulement quelques centimètres en largeur et en diamètre (figure 1.14). L'équation de Reynolds est résolue en utilisant un maillage très fin et la déformation du patin, due à la pression hydrodynamique est prise en compte. La déformation due à la pression de contact est négligée, ce qui limite les applications du modèle. Les auteurs remarquent que la rugosité des surfaces influence les paramètres d'un palier et que cette influence est fort dépendante de son orientation. Les surfaces utilisées pour les calculs sont des surfaces générées numériquement, gaussiennes, isotropes ou orientées, ayant des longueurs de corrélations différentes.

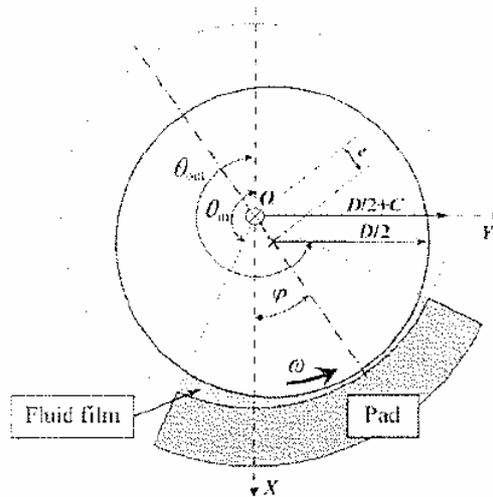


Figure 1.14 : Géométrie d'un palier (Source Dobrica et al. [60])

Wang et al. [61] continuent leurs investigations, en ce qui concerne l'analyse mixte EHL, les effets de mésalignements et de la déformation plastique sur les performances d'un palier. Les auteurs tirent quelques conclusions :

- quand la déformation élastique est incluse dans le calcul de l'épaisseur du film, la portance diminue,
- la portance du palier diminue si l'angle de mésalignement augmente,
- le mésalignement peut affecter la déformation élastique.

### Synthèse

Ces trois approches différentes présentent leurs avantages et leurs inconvénients. L'approche déterministe est basée sur l'équation de Reynolds classique et elle permet d'obtenir des informations locales telles que les variations locales de la pression. Cependant, cette technique reste très coûteuse en espace de mémoire car il faut raffiner au maximum le maillage pour pouvoir décrire la rugosité des surfaces. L'approche de l'homogénéisation nécessite un maillage très fin pour prendre en compte l'effet de la rugosité, car cette dernière est prise en compte pendant le calcul des problèmes locaux. Cette deuxième méthode reste donc aussi très coûteuse en espace mémoire et en temps de calcul. L'approche stochastique est basée sur l'introduction des facteurs d'écoulement dans l'équation de Reynolds, caractérisant la rugosité des surfaces en contact. Les paramètres importants dans ce type d'analyse sont  $h/\sigma$ , qui traduit l'importance de la rugosité et  $\gamma$  désignant son orientation.

Cette dernière technique nous semble la mieux adaptée et la plus performante pour la prise en compte des rugosités des surfaces réelles. Elle présente aussi des avantages quant aux besoins actuels de

rapidité de calcul et aux exigences d'occupation minimale d'espace mémoire et donc de coût de calcul.

## 1.5 Contact rugueux

Les problèmes liés à la lubrification mettent de plus en plus souvent en évidence la nécessité de prendre en compte les microcontacts qui existent entre deux surfaces antagonistes. Ces contacts résultent des conditions de chargement de plus en plus sévères auxquelles sont soumis les systèmes comportant des surfaces lubrifiées, en contact statique ou en déplacement. Donc lors de l'étude de la lubrification mixte, la modélisation précise du contact rugueux s'avère incontournable.

Un modèle de contact nécessite :

- une modélisation géométrique des imperfections des surfaces en contact,
- l'établissement d'une loi de contact.

Modéliser le contact rugueux est difficile pour plusieurs raisons :

- la forme de la surface est issue d'un processus aléatoire et dans le cas d'une approche non déterministe la modélisation des défauts de surface est une des clefs de la représentativité du modèle,
- les lois de contact doivent être exprimées en fonction de grandeurs surfaciques quantifiables à partir de paramètres mesurables.

La modélisation de la microgéométrie destinée à analyser le contact entre deux surfaces prend en compte la forme des aspérités, les caractéristiques géométriques des aspérités, tels que la dispersion, le rayon et la déformation qu'ils peuvent subir, qui peut être élastique, élastoplastique et plastique. Une autre caractéristique géométrique qui joue un rôle primordial dans le contact entre deux surfaces est la distribution des hauteurs et des pics des aspérités. Dans la littérature de nombreux auteurs font la distinction entre les deux (figure 1.15).

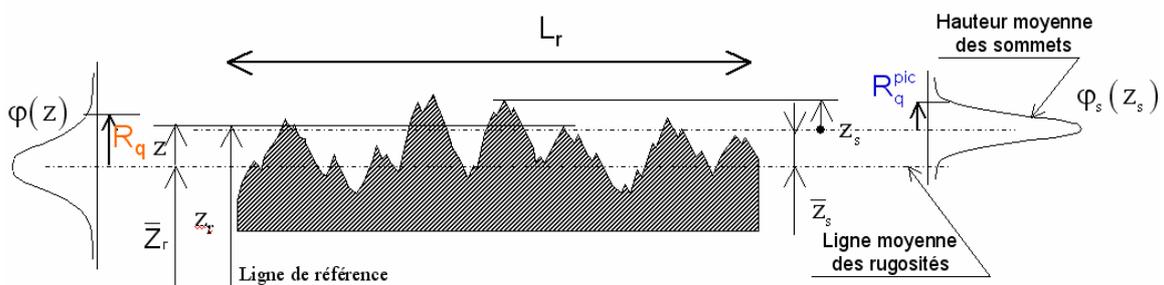


Figure 1.15 : Représentation graphique de la distribution des hauteurs et des pics d'aspérités (Source

Documentation interne Renault)

Une revue de la littérature sur les modèles de contact rugueux révèle l'existence d'une classification des formes que les aspérités peuvent prendre pour être modélisées : sphériques, cylindriques, prismatiques et ellipsoïdales et dans les travaux de Kragelski [62], coniques et pyramidales. Le plus connu et peut être le plus utilisé des modèles de contact rugueux, due à sa simplicité et à sa fiabilité, a été présenté en 1966 par Greenwood et Williamson [63]. Ils modélisent le contact entre un plan et une surface rugueuse, avec des aspérités de forme sphérique, avec des rayons égaux et des hauteurs différentes. La solution du contact élastique est connue, c'est la solution de Hertz. L'aire de contact, la pression et les déformations sont calculées de manière probabiliste. On retrouvera ce modèle présenté plus en détail dans le Chapitre 3.

Dans la littérature on retrouve des modèles de contact rugueux basés sur le modèle de Greenwood et Williamson, auquel les différents auteurs rajoutent des améliorations.

En 1967, Greenwood et Tripp [64], développent un modèle de contact élastique, qui a les mêmes hypothèses que celles de Greenwood et Williamson (des aspérités sphériques, du même rayon, une distribution gaussienne des hauteurs). Cependant, ils considèrent le contact rugueux entre une sphère et un plan (figure 1.16). Dans ce cas, les contacts entre les rugosités sont suffisamment proches pour que la pression d'un point change la déformée (donc la séparation) de ses voisins.



Figure 1.16 : Contact entre une sphère et un plan rugueux (Source Greenwood et Tripp [64])

Les deux modèles présentés jusqu'ici sont basés sur l'hypothèse d'un contact entre des aspérités alignées (le contact a lieu entre les sommets des deux aspérités antagonistes). En 1971 Greenwood et Tripp [65] améliorent leur modèle en considérant le contact entre des aspérités non-alignées (figure 1.17). Dans ce cas, un mésalignement des aspérités est introduit, et le contact n'a plus lieu entre les sommets des deux aspérités. Les auteurs affirment que la force de contact entre deux aspérités ne dépend pas des hauteurs individuelles ( $z_1$  et  $z_2$ ) des aspérités mais seulement de leur somme.

La distribution de la somme peut être obtenue à partir des distributions individuelles  $\phi(z_1)$  et  $\phi(z_2)$  par des processus statistiques. On remarque aussi que pour les auteurs, n'importe quel contact entre deux surfaces rugueuses peut être modélisé par le contact entre une surface rugueuse et une surface lisse.

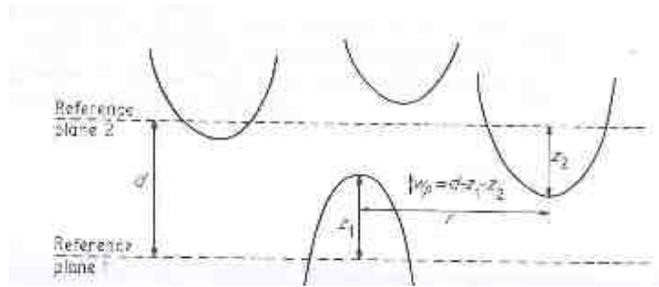


Figure 1.17 : Contact entre deux surfaces rugueuses. En supposant que toutes les aspérités ont la même forme, le contact apparaît au milieu de la distance entre leurs centres (Source Greenwood et

Tripp [65])

En parallèle de Greenwood, Williamson et Tripp, Whitehouse et Archard [66] s'intéressent aussi à la modélisation des contacts rugueux. En utilisant une distribution gaussienne des hauteurs et une fonction de corrélation exponentielle ils représentent la topographie des surfaces en fonction de deux paramètres (Greenwood et Williamson utilisent trois paramètres) : l'écart type de la distribution des sommets des aspérités  $\sigma_s$  et l'exponentiel de la fonction de corrélation, appelé aussi la distance de corrélation  $\beta^*$ . Le modèle propose des surfaces avec des aspérités de rayon de courbure variable (figure 1.18). Ils caractérisent les profils de surfaces par une fonction d'autocorrélation exponentielle décroissante. Ils ont montré que la caractérisation des sommets se déduit de  $Rq$ , écart type des ordonnées du profil, et de  $\tau$  constante de décroissance de la fonction d'autocorrélation qui est proportionnelle à la périodicité des aspérités.

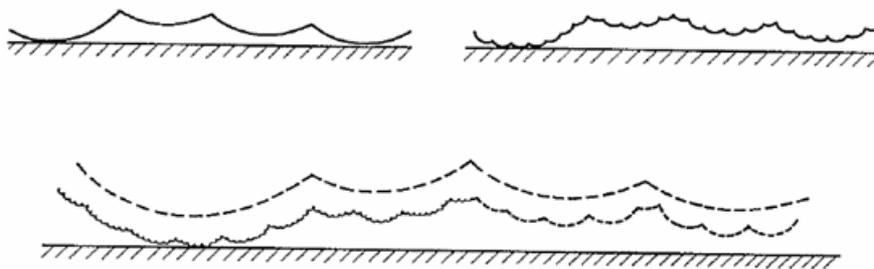


Figure 1.18: Modèles de surfaces rugueuses avec des rugosités de rayon variable (Source Whitehouse et Archard [66])

A partir de ces résultats, Onions et Archard [67] développent en 1973 un nouveau modèle de contact rugueux. Les mêmes hypothèses utilisées par Greenwood et Williamson sont employées pour définir

l'aire de contact, le nombre des points en contact ou la pression de contact. Cependant, tous ces paramètres sont définis en fonction de  $Rq$  et  $\beta^*$ . Des calculs paramétriques montrent que la distribution des courbures des aspérités augmente la pression de contact et rend les courbures des aspérités plus indépendantes de la charge et de l'aire apparente. Elle augmente aussi la probabilité de l'écoulement plastique. D'ailleurs, un nouvel indice de plasticité est introduit et défini en fonction de  $\sigma$  et  $\beta^*$ .

En 1975, Bush, Gibson et Thomas [68] présentent un modèle de contact rugueux élastique (basé sur le contact de Hertz entre les rugosités). Par rapport aux autres modèles, les auteurs modélisent les aspérités comme des paraboloides elliptiques sur une surface isotrope (figure 1.19). Les calculs montrent qu'il y a une stricte proportionnalité entre l'aire de contact et la charge pour des grandes séparations et une relation presque linéaire pour des séparations réduites. Cette linéarité non-parfaite pour des petites séparations est due aux interactions qui apparaissent entre une aspérité et ses voisines.

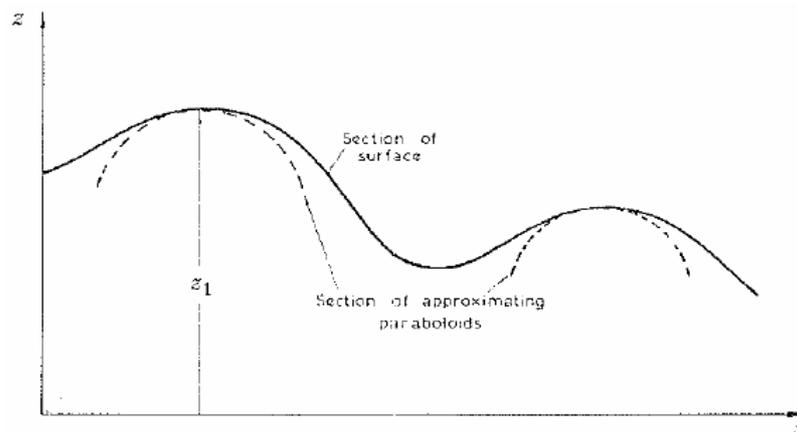


Figure 1.19: Section de la surface (Source Bush et al. [68])

En 1976 O'Callaghan et Cameron [69] proposent aussi un modèle de contact. Ils considèrent que le contact se produit avec une tangente orientée de manière aléatoire. Avec cette hypothèse les auteurs peuvent calculer deux composantes de la force de contact : une force normale et une force tangentielle (souvent négligée jusqu'ici). Donc seulement une partie de la force de contact entre chacune des aspérités va contribuer à la force qui s'oppose au chargement. Ils ajoutent aussi quelques hypothèses supplémentaires : les surfaces sont décrites comme des paraboloides elliptiques à proximité d'un contact, le nombre des contacts où la déformation n'est pas entièrement élastique est négligeable, la déformation pour un contact est déterminée seulement par les hauteurs, l'orientation et les courbures des surfaces dans la proximité du contact.

Nayak [70] montre que les positions des sommets des aspérités et leurs courbures peuvent être décrites à partir de la densité spectrale de puissance du profil et de ses moments d'ordre deux et quatre.

En 1974, Hisakado [71] étudie des aspérités avec des rayons différents, pendant que Bush et al. [68] proposent de représenter les aspérités par une forme elliptique parabolique.

Tous les modèles présentés jusqu'ici considèrent un contact élastique entre les rugosités et ils sont limités si la pression de contact dépasse la limite élastique. Dans ce cas il faut développer des modèles de contact élastoplastique et plastique.

En 1972, Pullen et Williamson [72] traitent le contact plastique entre des surfaces rugueuses. Le modèle qu'ils proposent est basé sur quatre observations physiques : le volume total du métal n'est pas changé par les déformations plastiques, le matériau déplacé apparaît comme une "montée uniforme" de la surface qui n'est pas en contact, la pression de pénétration est une constante du matériau qui peut s'appliquer pour toute la gamme des formes des aspérités et la distribution des hauteurs est presque gaussienne.

En 1972, Johnson et al. [73] étudient le contact entre les aspérités dans la lubrification EHD. Les auteurs montrent que la charge est principalement de nature EHD et que la séparation entre deux surfaces rugueuses est donnée par l'épaisseur de film existante entre deux surfaces lisses, sous les mêmes conditions de charge, vitesse et lubrifiant. Ils ont aussi donné une expression pour le nombre des aspérités qui subissent une déformation plastique, nombre qui dépend de deux paramètres :

- le rapport entre l'épaisseur de film et la rugosité combinée,
- l'indice de plasticité de Greenwood et Williamson.

En 1979, Ishigaki et Kawaguchi [74] utilisent une méthode simple pour estimer la déformation élastoplastique entre une aspérité et un plan (figure 1.20). Le modèle considère que l'indentation totale est la somme entre l'indentation générée par la déformation élastique et celle générée par la déformation plastique. Une comparaison est faite entre des résultats numériques et des résultats expérimentaux. Cependant le modèle reste très simple et il ne prend pas en considération les différents paramètres stochastiques des surfaces rugueuses ni la conservation du volume.

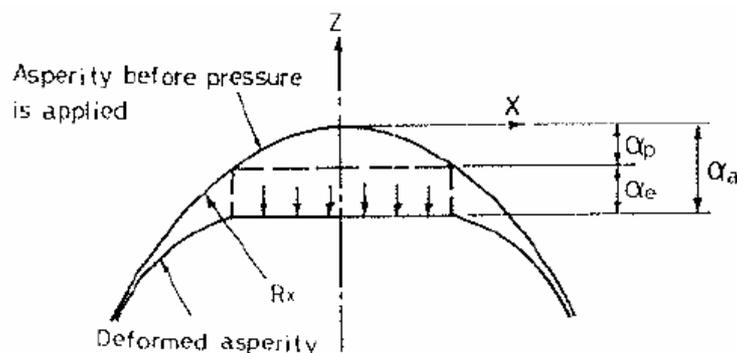


Figure 1.20: Déformation d'une aspérité (Source Ishigaki et Kawaguchi [74])

Une autre étude très intéressante est présentée par Woo et Thomas, en 1980 [75], qui font un inventaire exhaustif des essais qui portent sur le contact rugueux. Les auteurs montrent que les sujets principaux des travaux expérimentaux sont la séparation des surfaces, l'aire réelle du contact, le nombre de contacts, la distribution des contacts et la distribution de leurs dimensions et la relation entre tous ces paramètres et la rugosité et la charge normale. Les techniques expérimentales, comme l'interférométrie, neutrographie, résistance thermique et électrique et la simulation numérique, utilisées par différents auteurs, dans la littérature, sont présentées. Les auteurs remarquent que les résultats expérimentaux s'accordent sur quelques aspects :

- l'aire réelle de contact augmente avec la charge et cette augmentation est due principalement à l'augmentation de nombre des microcontacts, leurs dimensions moyennes restant constantes,
- la distribution des dimensions des contacts est une fonction approximativement log normale,
- la densité et les dimensions moyennes des microcontacts peuvent varier pour différentes surfaces, pour le même chargement.

En 1986, Mc.Cool [76] fait une comparaison numérique entre le modèle de contact de Greenwood et Williamson et deux autres modèles plus généraux, pour des structures isotropique et anisotropique. Cette comparaison confirme le fait que le modèle de Greenwood et Williamson donne des valeurs pertinentes pour le nombre des contacts, l'aire réelle de contact et la pression nominale pour une séparation donnée entre une surface rugueuse et un plan. L'auteur montre aussi que les trois paramètres de Greenwood et Williamson sont reliés aux trois moments spectraux  $m_0$ ,  $m_2$  et  $m_4$  pour une surface isotrope. Il montre aussi que l'aire réelle de contact, pour une séparation donnée, dépend seulement du paramètre de longueur de bande  $\alpha = m_0 m_4 / m_2$ .

Un autre modèle qui fait partie de ceux les plus utilisés dans l'analyse stochastique des contacts est celui de Chang, Etsion et Bogy [77] qui en 1987 développent un modèle de contact élastoplastique qui tient compte de la conservation du volume (figure 1.21). La majorité des hypothèses simplificatrices sont conservées dans ce modèle : surfaces isotropes, aspérités de type sphérique, rayon constant des pics. Afin de prendre en compte le comportement plastique, les auteurs calculent l'aire de contact en tenant compte de la conservation de volume. Le volume reste constant à partir de la fin du domaine élastique. Par rapport au modèle de Greenwood et Williamson, la pression de contact est définie comme une fonction qui dépend aussi de la dureté du matériau le plus mou. Des comparaisons sont faites avec le modèle de Greenwood et Williamson et avec le modèle de Pulen et Williamson. Les auteurs concluent que le modèle de Pulen et Williamson est valable seulement pour des grandes valeurs de l'indice de plasticité ( $\Psi_{GW} > 2.5$ ). Pour ces valeurs, les deux autres modèles semblent ne pas être valides. Pour des valeurs de  $\Psi_{GW}$  comprises entre 0.5 et 2.5, la plus grande différence entre le modèle de Greenwood et Williamson et celui présenté est de 3%. Les auteurs affirment que les

différences observées dépendent évidemment de l'indice de plasticité, mais aussi de la force de contact adimensionnée ( $P/A_n E$ ).

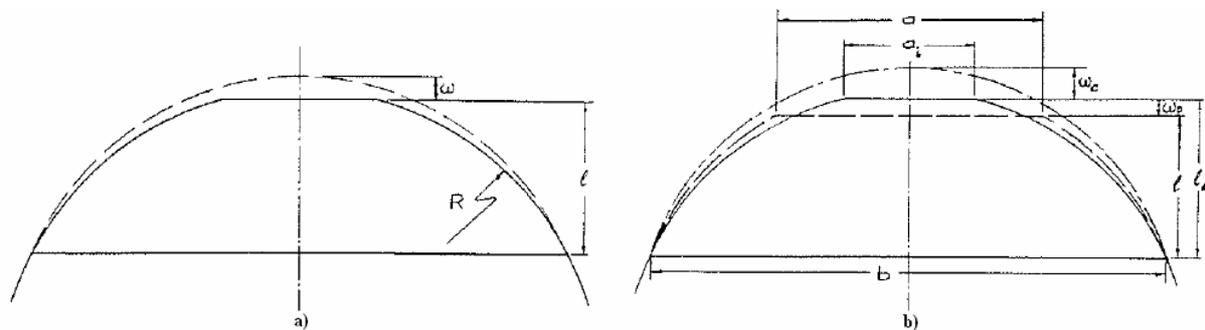


Figure 1.21: a) Déformation plastique d'une aspérité, b) Modèle de conservation du volume (Source Chang et al. [77])

En 1991, Goryacheva et Dobyshin [78] traitent le contact multiple et donnent un nouveau paramètre qui caractérise la densité de l'aire de contact. On retrouve la description du comportement collectif de tous les contacts, en prenant en compte:

- le caractère local des déformations en chaque point de contact (modèle classique),
- les déplacements dus à l'influence mutuelle des points de contact.

Pour des densités basses, les résultats obtenus avec ce modèle, sont proches de ceux obtenus par Greenwood et Williamson. Pour des densités hautes, on trouve des différences substantielles entre les deux.

En 1996, Polonsky et Keer [79] ont étudié l'effet de l'échelle sur le comportement élastoplastique d'une aspérité et aussi l'effet d'une augmentation simultanée de la dimension de l'aspérité et de la longueur de microstructure. Les auteurs montrent qu'une diminution de dimensions des aspérités entraîne une diminution de l'enfoncement dû à la déformation plastique. Ils montrent aussi que pour des dimensions d'aspérités assez faibles, leur déformation est purement élastique. Ils concluent donc que les microgéométries de dimensions réduites sont capables de supporter des charges beaucoup plus importantes que celles prévues par les modèles de contact macroscopiques.

Lee et Ren [80], en 1996, étudient les effets de la topographie des surfaces, de la dureté des matériaux et de la charge sur le comportement de la déformation des surfaces rugueuses. Les auteurs réalisent une série de simulations de contact, en prenant en compte le comportement élastoplastique des aspérités (figure 1.22). Ils montrent que les pics les plus importants de la surface subissent une déformation plastique dès le début du contact. Ils montrent aussi que l'influence de la dureté diminue et que la solution tend vers celle d'un contact pur élastique. Ces simulations ont été réalisées sur des

surfaces numériquement générées, en faisant varier les propriétés statistiques de rugosité, en allant d'une surface isotrope jusqu'à une surface fortement anisotrope.

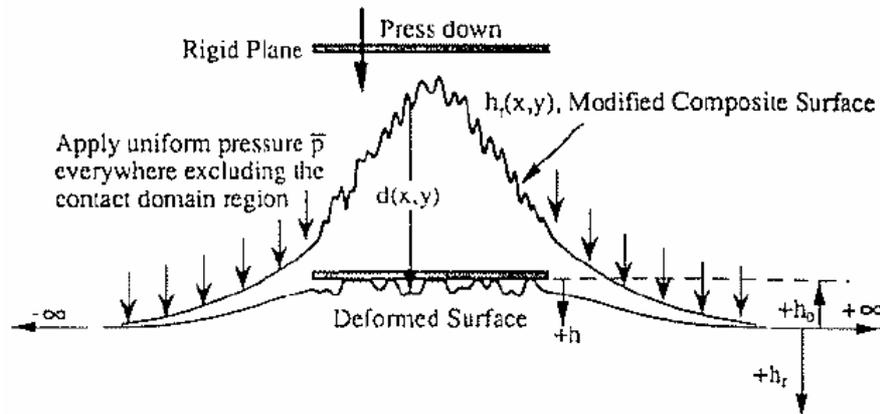


Figure 1.22: Schéma du contact entre un plan rigide et une surface rugueuse (Source Lee et Ren [80])

En 2001, Goryacheva [81] propose un modèle qui traite les aspérités à deux échelles:

- $L$  est la caractéristique de la région du contact nominal,
- $l$  est la distance entre les taches de contact.

Pour des petites charges, on peut affirmer une proportionnalité entre  $L$  et  $l$  c'est-à-dire qu'il existe un nombre fini d'aspérités en contact. Dans ce cas, on peut utiliser le modèle de Goryacheva et Dobychin [78] pour déterminer les caractéristiques de contact.

Ciavarella et al. [82] utilisent les séries Weierstrass pour définir un profil de surface rugueuse fractale 2D. Ils définissent les fractales comme une approche itérative, c'est à dire qu'ils considèrent d'abord le contact tronqué d'une surface fractale contenant un nombre fini d'échelles, et après ils rajoutent, par incrémentation, des échelles plus fines en incrémentant. Ils définissent aussi le contact fractal comme étant la limite du processus, quand la dimension des échelles tend vers zéro.

En 2001, Ciavarella et Demelio [83] font une comparaison entre un modèle plastique et les modèles fractales modernes (figure 1.23). Ils traitent aussi le contact élastique multiéchelle d'une surface rugueuse. Dans ce modèle, l'aire de contact est définie par un ensemble de fractales. Leur conclusion la plus frappante est qu'en général, si l'aire de contact (si le rayon des aspérités diminue rapidement), tend vers zéro, c'est une fractale.

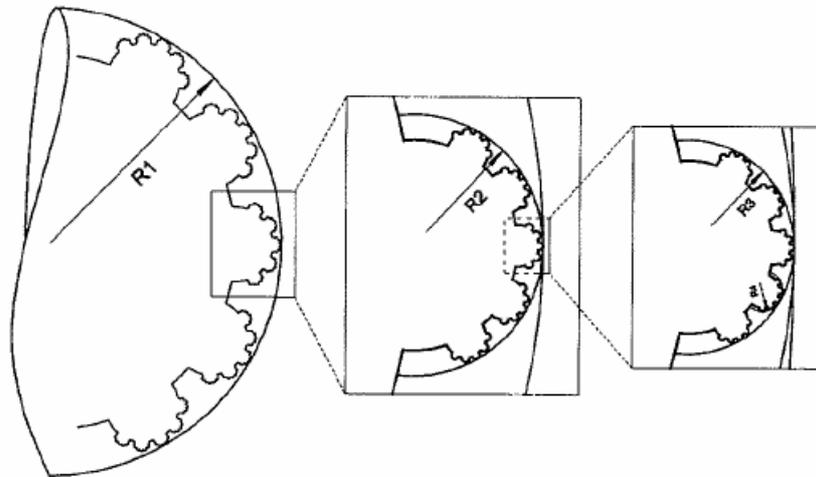


Figure 1.23 : Exemple de géométrie pour le modèle d'Archard (Source Ciavarella et Demelio [83])

En 2001 Robbe-Valloire [84] propose un nouveau modèle de caractérisation statistique des surfaces rugueuses. A partir des surfaces réelles, en suivant la Norme Motif, il définit une procédure d'analyse qui peut servir par la suite pour calculer les paramètres de distribution des sommets et des rayons des aspérités. Trois paramètres peuvent varier : la distance entre deux rugosités successives (qui peut être différente d'un point à l'autre), les rayons au sommet des rugosités (indépendants de la hauteur des pics) et la distribution des hauteurs des sommets des aspérités. A partir de ce modèle, Robbe-Valloire et al [85] proposent un modèle de contact élastique, élastoplastique et plastique, avec une application directe à l'analyse des contacts en lubrification mixte, entre surfaces parallèles [86]. Pour une certaine surface en contact, le modèle permet la quantification du nombre des aspérités en contact, la charge normale et même les forces de frottement.

Yu et Polycarpou [87], en 2002, étendent l'approche statistique de caractérisation des surfaces rugueuses de Greenwood et Williamson, pour inclure une distribution asymétrique des hauteurs d'aspérités. Ils montrent qu'un paramètre clé dans la caractérisation de l'asymétrie est le skewness. Les auteurs calculent la pression de contact, l'aire réelle de contact et le nombre des aspérités en contact, en utilisant le modèle de contact rugueux proposé par Cheng, Etsion et Bogy.

Un passage en revue des modèles numériques de contact multicouches des surfaces rugueuses, est réalisé en 2002 par Bhushan et Peng [88]. Les méthodes numériques utilisées dans les modèles étudiés sont : différences finies, éléments finis et éléments de frontière. Les auteurs donnent aussi des exemples de surfaces rugueuses multicouches, simulées avec les modèles de contact. Ces exemples contiennent des données pour la topographie des surfaces, des propriétés des matériaux élastiques et élastoplastiques et des conditions de chargement normal et tangentiel. Cette revue bibliographique contient 92 références.

Plus récemment, en 2003, Robbe-Valloire et al. [89] étudient le contact lubrifié entre deux surfaces rugueuses, dont l'une est revêtue d'une couche. La microgéométrie des surfaces est décrite à partir d'un modèle probabiliste en termes d'altitude des aspérités et de leurs rayons de courbure. Les forces normales transmises par les sommets des aspérités sont évaluées à partir des modèles analytiques appropriés aux massifs revêtus ou non. Plus de détails sur ce modèle et sur les méthodes utilisées sont explicités dans le Chapitre 3.

En 2004, Tomanik [90] applique le modèle de Greenwood et Williamson à des surfaces réelles non gaussiennes, mesurées par un procédé optique (figure 1.24). Il apporte une amélioration dans le calcul des paramètres de Greenwood et Williamson et les applique pour estimer les expressions de l'aire de contact et de la pression. L'auteur s'intéresse aussi à l'influence des hauteurs des sommets d'aspérités sur le calcul de l'aire de contact. Dans son étude, on retrouve aussi une comparaison entre les résultats obtenus à partir d'un profil 2D et d'une mesure 3D.

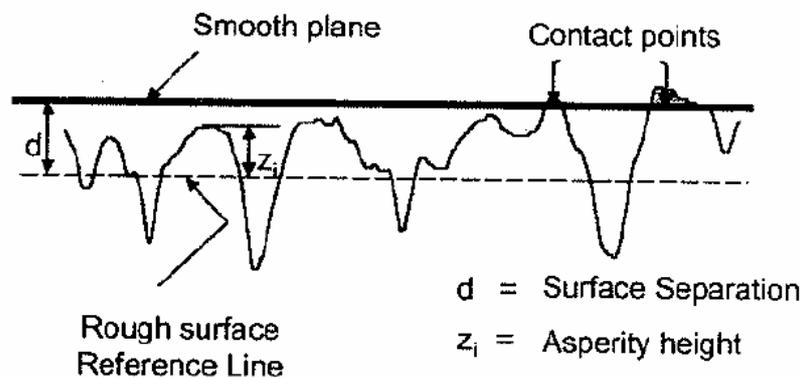


Figure 1.24 : Schéma du contact entre deux surfaces rugueuses (Source Tomanik [90])

En 2005, Jackson et Green [91] font une étude élastoplastique entre une surface rugueuse avec des aspérités hémisphériques et un plan, à l'aide des éléments finis. Les résultats numériques obtenus sont comparés à ceux donnés par d'autres modèles déjà existants de contact sphérique : le modèle de troncature plastique (attribué à Abbott et Firestone) et le cas parfaitement élastique, comme le modèle de contact de Hertz. Les conclusions des auteurs sont que, évidemment, la pression de contact, pour un cas purement plastique, varie avec la déformation de la géométrie de contact, qui est dépendante des propriétés du matériau.

### **Synthèse**

La plupart des modèles de contact rugueux présentés (on a essayé de citer les plus connus, mais la liste peut être encore plus longue) sont basés sur celui de Greenwood et Williamson. Les améliorations apportées à ce modèle par les autres auteurs, consistent principalement en différentes façons de caractériser les surfaces et la prise en compte ou non des phénomènes élastoplastiques.

Le modèle de Greenwood et Williamson, dû à sa simplicité et sa fiabilité, nous semble être le choix le plus judicieux pour caractériser le contact élastique. On retrouvera également, par la suite, les modèles de contact élastique, élastoplastique et plastique de Robbe-Valloire pour des matériaux homogènes et multicouches. Ces modèles basés sur une caractérisation statistique des surfaces en suivant les normes sont bien en concordance avec le contexte défini dans cette première partie de l'étude bibliographique.

## ***1.6 Usure***

L'usure des surfaces est un phénomène extrêmement complexe. L'usure permanente, est en général caractérisée par la perte de matière des surfaces suite à la formation et l'enlèvement des débris, par la forme et l'aspect des surfaces détériorées et par la réduction des dimensions.

L'étude de l'usure se fait exclusivement par des moyens expérimentaux. Même si dans la littérature il existe des formulations empiriques, celles-ci contiennent au moins un facteur qui doit être déterminé de façon expérimentale.

L'étude du processus d'usure ayant un caractère expérimental, les méthodes d'évaluation et les moyens de mesure de l'usure ont un rôle primordial. Les méthodes d'évaluation quantitative sont basées sur la pesée, la mesure des dimensions ou l'analyse optique des surfaces usées.

**La pesée** des échantillons avant et après, est la méthode la plus simple qui donne accès à une perte de masse des deux surfaces en contact. La précision de cette méthode dépend de la capacité de nettoyage des pièces. Les inconvénients de cette méthode sont :

- l'impossibilité de l'évaluation de l'usure, dans le cas où les débris ne sont pas emportés par le fluide,
- la mesure effectuée est finale et non instantanée,
- avec cette méthode, on ne peut pas analyser la distribution de l'usure sur la surface. Seule une étude globale est donc possible,
- l'impossibilité de quantifier les déplacements de matière provenant de la surface antagoniste (figure 1.25),
- l'obligation de connaître la densité des matériaux (délicat pour les matériaux non homogènes ou multicouches).

Cependant la pesée reste la méthode la plus pertinente de caractérisation de l'usure.

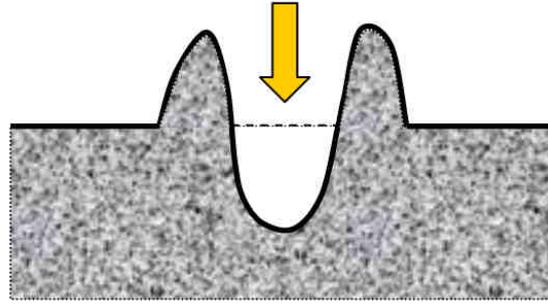


Figure 1.25: Transfert de matière

L'analyse des dimensions de l'empreinte est un moyen simple et relativement précis d'évaluation de l'usure. Celle-ci est réalisée à l'aide d'un micromètre, avec lequel on peut mesurer l'épaisseur de l'empreinte, ou sa surface. Pour des empreintes peu épaisses, moins d'un millimètre, il existe une méthode alternative : la profilométrie. Un usage correct de cette méthode nécessite un profil sur la pièce neuve, pris comme référence, et un profil sur la même pièce usée.

Dernièrement, différentes méthodes chimiques ont été utilisées pour certains cas particuliers.

La ferrographie fait aussi partie des méthodes utilisées, dans le cas des matériaux qui ont des propriétés ferromagnétiques, pour sélectionner les particules d'usure dispersées dans le lubrifiant. A l'aide d'un microscope, on peut analyser la forme et les dimensions de ces débris.

### 1.6.1 Notions générales

L'usure est une des principales causes de défaillances des équipements mécaniques. L'usure peut se produire soit au démarrage ou au cours des premiers cycles de fonctionnement, période appelée rodage, soit après une longue période d'utilisation, période d'endurance. Chacune de ces périodes correspond à des phénomènes différents, nous allons donc les détailler successivement (figure 1.26).

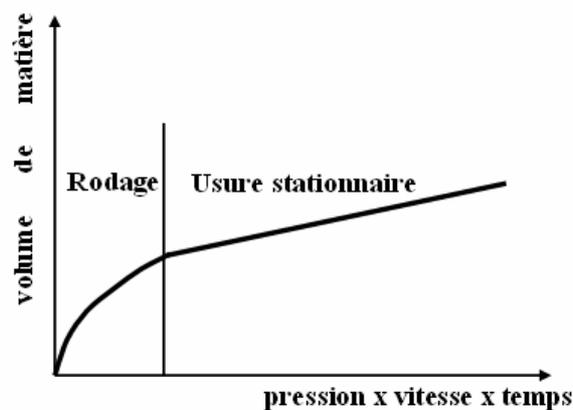


Figure 1.26: Evolution de l'usure

Dans la littérature, les travaux dans le domaine de l'usure sont fort nombreux. Cette partie de l'étude bibliographique détaille un passage en revue des travaux qui traitent de l'usure, phénomène plus facile à étudier que celui du rodage qui est fortement non linéaire.

La classification de l'usure est un sujet ouvert et les opinions des spécialistes restent encore différentes. Les difficultés de classification sont dues au fait que l'usure est un phénomène complexe, les différents aspects mécaniques, thermiques et chimiques sont souvent superposés. A présent il existe un consensus de classification, en ce qui concerne les principales formes d'usure, et c'est celui proposé par Burwell en 1957, qui considère quatre principaux types d'usure :

- usure par adhésion,
- usure par abrasion,
- usure par fatigue,
- usure par corrosion.

Parmi ces quatre principaux types d'usure, les trois premiers sont des processus mécaniques et le dernier est un processus chimique. Dans ce qui suit, une brève description de chacun sera présentée.

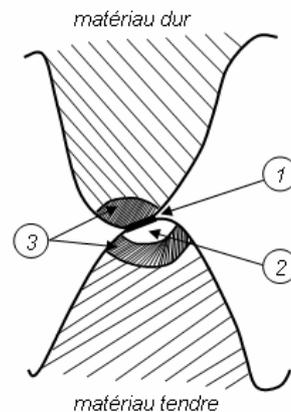
### ***Usure par adhésion***

Les paliers moteurs remplissent les conditions pour avoir principalement les types d'usure abrasive et adhésive.

La manifestation première de l'usure adhésive est le transfert du matériau d'une des deux surfaces en contact, sur la surface du corps antagoniste. Parmi les cas typiques, les plus connus des couples où on peut avoir de l'usure adhésive sont : les paliers, le piston – cylindre, les segments – cylindre, etc.

Le principe de base de l'usure par adhésion est la formation des micros soudures entre les aspérités en contact et le transfert de matière au moment de leur séparation dû aux mouvements relatifs des pièces en contact ou à des agents extérieurs. Ce transfert de matière peut être observé même en pratique et en général ce sont les particules du matériau le plus tendre qui sont transférées. Ce processus se manifeste à des intensités différentes. Le cisaillement des microcontacts, suivi par le transfert du matériau le plus tendre et associé à un échauffement léger, produit une usure modérée (phase 1 sur la figure 1.27, Pascovici [92]). La phase d'usure sévère manifeste un transfert intense de matière et aussi l'arrachement des particules du matériau le plus tendre (phase 2 sur la figure 1.27). Ce processus produit un échauffement important du contact. Finalement la forme extrême de l'usure d'adhésion est caractérisée par des températures très élevées dans tout le volume et le transfert intense de matière du matériau le plus tendre vers celui le plus dur et inversement, mais aussi par des arrachements des

particules, sur les deux surfaces en contact (phase 3 sur la figure 1.27). En général, cette forme a comme finalité le grippage.



**Figure 1.27 :** Modèle de microcontact pour l'usure par adhésion (source Pascovici [92])

En analysant les lois de l'usure par adhésion, il en résulte que l'apparition du grippage est favorisée, entre autres par :

- problèmes de lubrification (débit d'huile insuffisant, faible viscosité du lubrifiant, modification du lubrifiant ou de ses caractéristiques, etc.),
- vitesse relative ou pression élevées,
- miscibilité des matériaux qu'on peut trouver dans la table de Rabinowich (Annexe C).

Dans la littérature, parmi les mesures de protection contre l'usure d'adhésion, on trouve celles proposées par Pascovici [92] :

- choix correct des duretés des deux surfaces. Il est souhaitable que le contact se produise entre un matériau tendre et un matériau dur. Généralement, il est recommandé de prendre un matériau dur avec une dureté de 3 à 5 fois celle du matériau tendre,
- choix du couple des matériaux (éviter les matériaux prédisposés aux microcontacts),
- utiliser des lubrifiants adéquats,
- réduction, si possible, de la vitesse de glissement,
- réduction de la rugosité.

En 1953, Archard [93] a formulé pour la première fois, d'une manière semi-empirique, les lois d'usure d'adhésion et il a déduit une expression de calcul de l'intensité d'usure. Cependant, on tient à préciser qu'en matière d'usure, la loi d'Archard, n'est valable qu'après rodage (ou bien en négligeant le rodage).

Dans le modèle présenté, l'auteur a supposé un nombre  $N$  d'aspérités en contact, sur des aires identiques toutes de rayon égal à  $r$ . Pour un matériau idéalement plastique, la charge supportée par chaque contact est :

$$F_i = \pi r^2 H \quad (1.3)$$

où  $H$  représente la micro dureté Brinell du matériau le plus tendre.

On suppose que l'aspérité génère un débris semi sphérique de rayon  $r$ . Son volume est :

$$V_i = 2\pi r^3 / 3 \quad (1.4)$$

La distance de glissement parcourue est égale à  $2r$ . Il en résulte ainsi l'intensité d'usure, qui correspond à un nombre  $N$  d'aspérités et qui est définie comme le rapport entre le volume du matériau usé et la distance :

$$I_u = \frac{2\pi r^3 / 3}{2r} N = \frac{N\pi r^2}{3} \quad (1.5)$$

En considérant la force normale comme la somme des forces normales de chaque contact :

$F = NF_i = N\pi r^2 H$ , on obtient l'intensité d'usure du matériau usé :

$$I_u = \frac{F}{3H} \quad (1.6)$$

En se basant sur cette équation, les trois lois de l'usure d'adhésion ont été définies :

- le volume du matériau usé est proportionnel à la distance parcourue,
- le volume du matériau usé est directement proportionnel à la charge,
- le volume du matériau usé est inversement proportionnel à la dureté du matériau le plus tendre.

Cette équation correspond bien avec les résultats expérimentaux, mais conduit à des valeurs plus grandes que celles obtenues par mesures. Ce phénomène s'explique par le fait que seulement une partie des aspérités contribue à l'usure. La solution vient toujours d'Archard qui a corrigé cette imprécision du modèle, en introduisant un coefficient d'usure  $K$  :

$$I_u = k \frac{F}{3H} \quad (1.7)$$

$$\text{ou } I_u = K \frac{F}{H}, \text{ où } K = k/3 \quad (1.8)$$

Le coefficient d'usure  $K$  est fonction du type de matériau utilisé et du type de lubrification.

Le coefficient  $k$  peut être interprété comme le pourcentage statistique des aspérités qui contribuent à l'usure et le chiffre 3 est spécifique à la forme hémisphérique des aspérités.

Cette loi est, du fait de sa simplicité et de sa validité, aussi employée pour l'usure abrasive, pour l'usure adhésive combinée avec une loi abrasive, pour l'usure de fatigue ou encore pour la corrosion. Pour ces différents types de lois, c'est le coefficient  $K$ , dans la relation ci-dessus qui n'est plus déterminé de la même façon, comme le confirme Ligier [94].

### ***Usure par abrasion***

On définit par usure par abrasion l'action de l'enlèvement de la matière par frottement. Il existe deux types d'usure abrasive : à deux corps et à trois corps. Dans le cas de l'usure abrasive à deux corps, il s'agit des interactions entre les aspérités des surfaces antagonistes qui provoquent le départ des matériaux à l'interface.

La relation qui définit l'intensité de l'usure, dans ce cas, est l'équation (1.8), avec  $K = \frac{2k}{\pi \tan \gamma}$ , et  $\gamma$  étant l'angle d'une particule abrasive en forme de cône.

L'abrasion à particules libres ou l'abrasion à trois corps est due aux corps étrangers, intercalés entre les deux surfaces en contact. Parmi les causes de l'usure abrasive, dans les paliers, on peut citer :

- l'épaisseur du film lubrifiant trop mince,
- le mauvais positionnement des pièces,
- la pollution de l'huile par des particules extérieures ou des débris d'usure,
- les problèmes d'alimentation en lubrifiant,
- la géométrie incorrecte des pièces,
- la rugosité trop importante de l'arbre.

Parmi les actions possibles pour la réduction de l'usure par abrasion figurent :

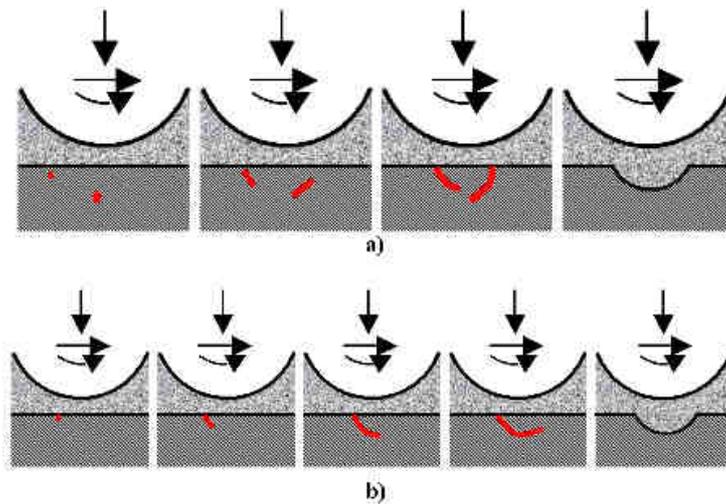
- l'amélioration de l'étanchéité du système contenant les deux surfaces en contact,
- élimination des particules d'usure, à l'aide d'une bonne filtration d'huile,
- traitement de durcissement des surfaces en contact

L'usure par adhésion et l'usure par abrasion ont beaucoup d'éléments en commun, parmi lesquels, le fait qu'elles sont toutes les deux dépendantes du contact entre les deux surfaces. Le processus d'usure est progressif et a lieu le temps que les deux surfaces sont en contact et en mouvement relatif<sup>1</sup>. Si, entre les deux surfaces, un film de fluide se forme, le processus d'usure par adhésion ou par abrasion, prend fin.

### *Usure par fatigue*

L'usure par fatigue est spécifique aux surfaces lubrifiées, en mouvement de glissement ou roulement.

Suite à des sollicitations variables, la sollicitation maximale dépasse la résistance limite en fatigue et des fissures se produisent dans le matériau. C'est la raison pour laquelle, ce type d'usure fait son apparition après une assez longue période de fonctionnement sans usure. Avec le temps ces fissures évoluent vers la surface et une fois arrivées à la surface, très rapidement on observe des petits détachements de matière, avec création de micro-cratères (figure 1.28 a). L'usure par fatigue peut aussi être initiée en surface. Elle est alors due aux micros fissures liées au processus d'usinage (figure 1.28 b). Ce processus d'usure évolue rapidement sur les deux surfaces antagonistes.



**Figure 1.28 : Les étapes de l'usure par fatigue**

---

<sup>1</sup> Ou en présence d'une particule abrasive transportée par le lubrifiant.

Une forme particulière de l'usure de fatigue est la **cavitation**. Celle-ci se manifeste par l'apparition dans des zones de dépression, de bulles de gaz, qui en contact avec les surfaces froides subissent une condensation brusque avec un effet implosif. Ces ondes de chocs créent des sollicitations mécaniques dont la répétition peut être à l'origine des fissures de fatigue pouvant aller jusqu'au détachement de matière.

### ***Usure par corrosion***

L'usure par corrosion est l'usure entre deux surfaces, en mouvement de glissement, dans un environnement agressif (corrosif). Une des conditions pour que ce phénomène se manifeste est que l'oxyde doit avoir une résistance mécanique faible. Le phénomène de corrosion est complexe et se manifeste sous différentes formes : chimique, électrochimique, biochimique et mécano chimique.

Le phénomène de fretting-corrosion représente l'usure qui se manifeste lorsque la pièce est soumise à des faibles débattements, tel que des mouvements oscillatoires, avec une amplitude et des vitesses de glissement très faibles, pouvant aller jusqu'à la seule accommodation du mouvement relatif par la déformation des pièces.

### ***1.6.2 Etudes de l'usure***

Une première partie sera consacrée aux travaux qui présentent des études générales, d'usure et les essais utilisant les dispositifs du type pion-disque. Ensuite, les travaux détaillant l'usure en présence de lubrification mixte seront détaillés.

En 1976, Bikerman [95] traite de l'usure adhésive, en essayant de déterminer si l'adhésion contribue à la force de frottement et de combien. Il nous confirme que dans la littérature, les auteurs se sont mis d'accord sur quatre hypothèses, en ce qui concerne l'usure par adhésion :

- quand un solide A est placé sur un solide B, les deux adhèrent l'un à l'autre. Si les deux solides sont des métaux, un phénomène de soudure apparaît entre les deux et ce d'autant plus qu'ils sont solubles,
- si le solide A est déplacé sur le solide B, les forces d'adhésion sont surmontées, ou s'il s'agit des métaux, la liaison de soudure est rompue. La force nécessaire pour ce processus est la force de frottement,
- la force de frottement est proportionnelle à l'aire de contact entre les deux solides,
- le coefficient de frottement est indépendant de la charge et de la géométrie de l'aire de contact.

Ces hypothèses sont discutées par l'auteur et jugées non justifiées.

Chowdhury [96] présente un modèle de prédiction d'usure à l'échelle réduite en utilisant une approche fractale. Les résultats obtenus montrent une dépendance entre le volume d'usure et la charge normale.

Le modèle d'usure présenté comprend l'équation classique donnée par Archard, où le volume d'usure est fonction de l'aire réelle de contact, de la distance de glissement et du coefficient d'usure. En ce qui concerne le contact, l'auteur utilise un modèle classique, qui inclut une surface lisse rigide et une surface rugueuse déformable, de façon élastoplastique, avec des rugosités qui ont le même rayon de courbure (figure 1.29).

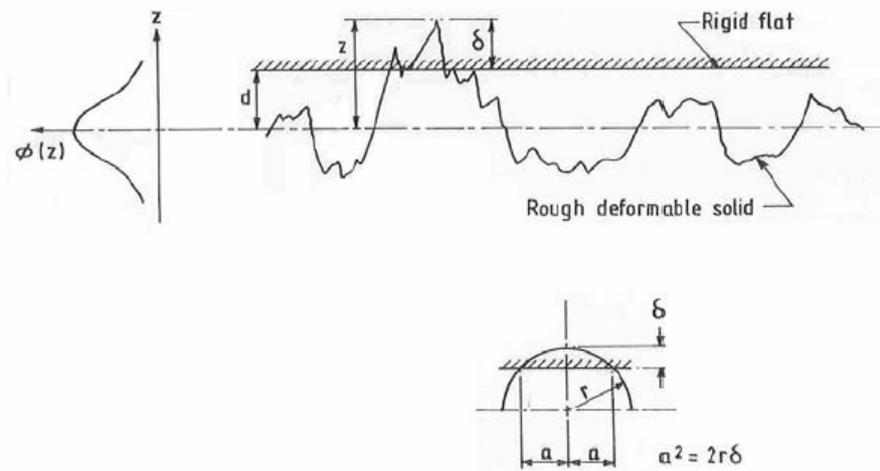


Figure 1.29 : Représentation du contact entre une surface rugueuse déformable et une surface rigide lisse (Source Chowdhury [96])

Watson et al. [97] s'intéressent à la modélisation numérique et la prédiction de l'usure pour les systèmes d'embrayages. Ils nous présentent leur modèle qui est une extension de la loi d'Archard, combinée avec différents modèles stochastiques, dans le but de déterminer le coefficient d'usure, pour différents mécanismes d'usure. Ces modèles prennent en compte les processus physiques de l'usure, ainsi que les débris de particules et la formation de la couche protectrice, en utilisant des paramètres tels que : la rugosité des surfaces, les dimensions des particules et la température des surfaces. Ces variables stochastiques sont évaluées à l'aide des méthodes de statistiques, telles que la méthode de Monte Carlo, qui prennent en compte les incertitudes dues aux mesures et à la modélisation.

Salib et al. [98] s'intéressent à l'usure adhésive d'un contact sphérique (figure 1.30). Le modèle de contact choisi par les auteurs est un modèle élastoplastique entre une sphère déformable et un plan rigide, soumis à des chargements normaux et tangentiels. Le modèle d'usure théorique présenté par les auteurs est basé sur la loi d'Archard. Ils considèrent que le volume qui se trouve entre la sphère et le plan en mouvement, s'est détaché de la sphère et forme une particule d'usure. Le modèle d'usure consiste à calculer le volume de cette particule.

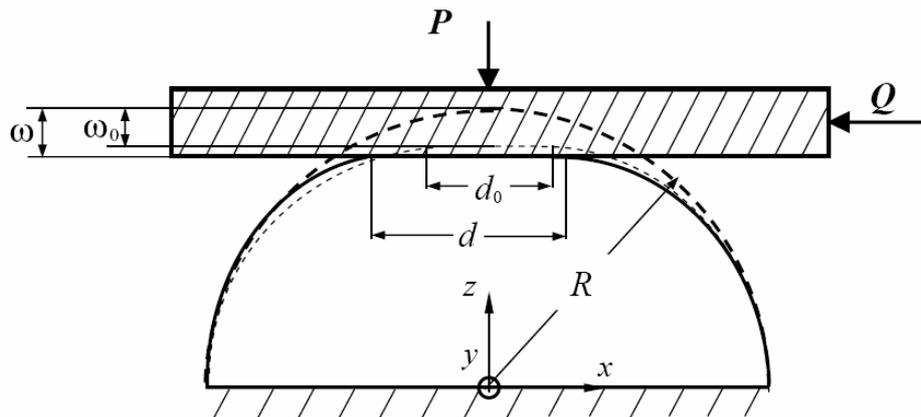


Figure 1.30: Le contact entre un plan rigide et une sphère déformable (Source Salib et al. [98])

Kloss et Wasche [99] nous font part d'une approche analytique de la prédiction de l'usure pour des matériaux métalliques et céramiques présents dans des applications tribologiques. Les auteurs affirment que la description théorique et la prédiction de l'usure est toujours loin de la réalité et que pour cette raison il est nécessaire de faire appel à des bancs d'essais expérimentaux. Les données d'usure obtenues ont été comparées avec des résultats expérimentaux. Les données d'usure dont les auteurs parlent, consistent en des équations pour le calcul d'usure qui décrivent le comportement des métaux et céramiques, pendant le rodage et l'usure stationnaire, sous des conditions d'oscillation et de glissement.

Hegadekate et al. [100] étudient la modélisation et la simulation de l'usure sur un tribomètre de type pion – disque et nous présentent l'implémentation incrémentée du modèle d'usure d'Archard, à une échelle globale (figure 1.31). Ils ont montré qu'il est possible d'identifier le coefficient d'usure à partir d'un essai sur un tribomètre mais qu'il peut être utilisé d'une façon limitée, pour prédire les essais qui ont une charge normale plus importante. Les auteurs introduisent deux paramètres adimensionnés : le déplacement élastique et un paramètre de système, qui aident à indiquer l'importance de l'effet de la déformation élastique sur le calcul de l'usure. Les résultats obtenus avec une simulation numérique sont en bonne concordance avec ceux des essais.

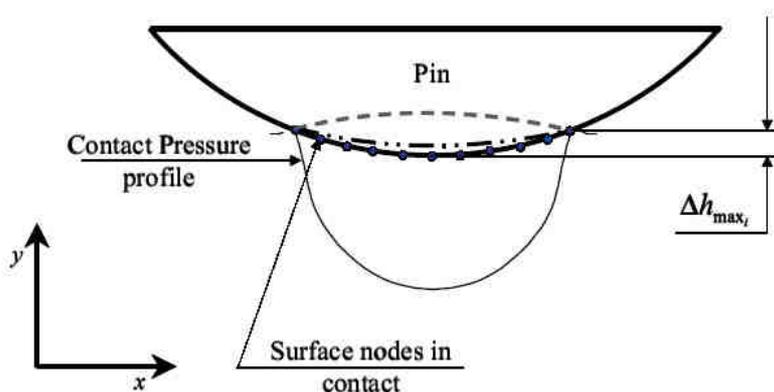


Figure 1.31: Méthode pour déterminer la valeur optimale de l'usure maximale (Source Hegadekatte et al. [100])

Yang [101] nous présente un modèle d'usure adhésive stationnaire et transitoire, pour des alliages composites. Dans son modèle, l'auteur considère le volume d'usure en fonction des deux types de régimes d'usure. Pour définir l'usure stationnaire, le modèle d'Archard est utilisé. Il nous propose trois équations pour le calcul du coefficient du frottement et les études expérimentales sont aussi présentées.

Nelias et al. [102] proposent un modèle d'usure thermoélastoplastique, semi analytique, pour le cas des surfaces rugueuses en contact. L'avantage de cette méthode, si l'on compare avec un calcul classique en éléments finis, est la possibilité de traiter les problèmes transitoires, en utilisant des maillages très fins. Le modèle de prédiction de l'usure est basé sur l'enlèvement du matériau pendant le chargement cyclique. Plus précisément, les auteurs supposent que le matériau se détache après quelques cycles de fonctionnement, même après un seul. La procédure numérique adoptée consiste à déterminer le volume détaché et faire une mise à jour de la géométrie qui est utilisée pour le cycle suivant, après chaque simulation du contact. Les auteurs affirment que les résultats montrent deux types de comportement en usure. Un premier correspond à une augmentation progressive du volume d'usure, et un deuxième qui correspond à une phase de rodage.

Gallego et al. [103] s'intéressent aussi à l'usure. Ils donnent un modèle élastoplastique pour la prédiction de l'usure, et pour définir la géométrie optimale des surfaces de frottement. Un outil, qui utilise une méthode semi analytique de calcul de pression de contact, à été développé par les auteurs. Cet outil permet une estimation cyclique de l'usure, en faisant une mise à jour de la géométrie, réalisée par un calcul de l'épaisseur de l'usure après chaque chargement.

Goryacheva [104] nous propose un modèle d'usure pour des matériaux non homogènes (figure 1.32). Un modèle mathématique est formulé, et utilisé pour l'étude du processus d'usure dépendant des paramètres de non homogénéité, tels que : les dimensions et la densité des inclusions, les ondulations en sous couche, les paramètres locaux de la dureté. L'auteur étudie l'évolution de la pression de contact, et la variation de la forme dans la phase stationnaire de l'usure.

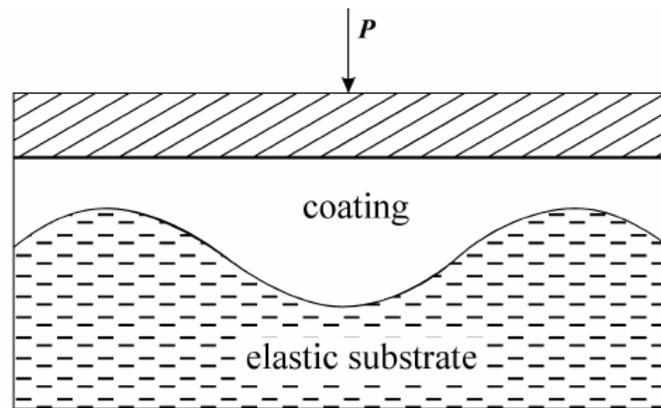


Figure 1.32: Schéma de contact d'un matériau élastique non homogène (Source Goryacheva [104])

Blau [105] fait une rétrospective des travaux réalisés sur l'usure. Il montre les limitations des modélisations actuelles d'usure, et lance des futurs défis tels que : savoir faire la transition entre les différentes formes d'usure pendant un processus de fonctionnement, quand les pièces sont rodées ou usées, et savoir faire des tests d'usure virtuels.

Dans ce qui suit, d'autres travaux qui portent plus sur l'aspect de lubrification mixte sont présentés. La majorité des modèles de frottement en régime mixte est basée sur des modèles de type Bowden et Tabor [106], considérant les efforts tangentiels et normaux repartis selon deux composantes fluide et solide. Le coefficient de frottement en régime mixte peut donc s'écrire selon l'équation :

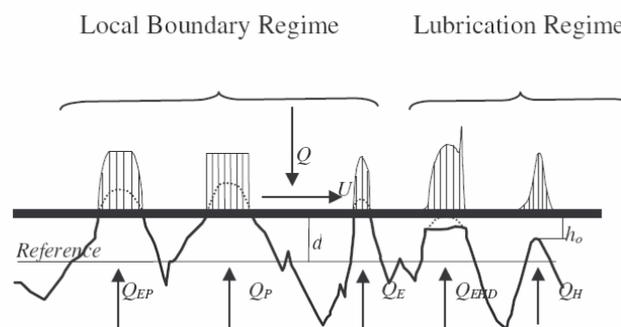
$$f_{mixte} = f_{solide}\alpha + f_{hydro}(1 - \alpha) \quad (1.9)$$

où  $f_{solide}$  et  $f_{hydro}$  sont respectivement les coefficients de frottement solide et hydrodynamique et  $\alpha$  est le taux de contact solide qui varie entre 0 (régime totalement hydrodynamique) et 1 (contact totalement solide).

Shareef et al. [107] étudient les caractéristiques d'usure de quatre matériaux, pour les paliers, sous différentes conditions de glissement. Les résultats ont été obtenus suite à des expériences réalisées sur un tribomètre. Les échantillons de matériau des paliers, ayant une forme cylindrique, ont subi des mouvements de glissement – roulement, sur un disque plat. Différentes types de disque, abrasif tendre et avec une dureté renforcée, ont été utilisés dans un environnement avec et sans lubrifiant. Les auteurs ont mesuré l'usure par pesée avant et après les quelques milliers de cycles de rotation effectués. Ils ont aussi remarqué que l'usure la plus importante apparaît dans le cas d'un disque dont la surface en contact est très tendre. Et finalement, ils ont montré l'importance de ces études et des résultats obtenus dans le design et l'application des paliers de moteur.

En 2000, Priest et Taylor [108] font une analyse des publications déjà existantes dans la littérature, pour les types de surfaces utilisées dans la fabrication des systèmes des pistons, le dispositif de commande des soupapes et les paliers d'arbre. Les auteurs nous informent que l'usure observée sur le piston et sur les parois des cylindres a un effet significatif sur les performances du système. La modélisation de l'usure n'est pas incluse dans les analyses tribologiques des segments des pistons à cause de la complexité du modèle et parce que le processus d'usure reste à ce jour le moins compris parmi les trois processus principaux de la tribologie : le frottement, la lubrification et l'usure.

Robbe-Valloire et al. [109] s'intéressent au régime d'usure dans la lubrification mixte. Ils font un partage des types de contact en deux catégories : une première qui inclut toutes les aspérités fonctionnant pour des épaisseurs de film minces - cette situation est caractérisée par des conditions de lubrification locales et un coefficient de frottement local qui est d'approximativement 0.1 - et une deuxième catégorie qui comprend tous les autres types d'aspérités qui fonctionnent avec des épaisseurs de film importantes et donc un faible coefficient de frottement. Les auteurs présentent cinq types de contact : élastique, élastoplastique, plastique, élastohydrodynamique et hydrodynamique. (figure 1.33)



**Figure 1.33:** Schéma des cinq types de contact (Source Robbe-Valloire et al. [109])

Pour définir l'usure, les auteurs supposent que seules les aspérités en contact élastique, élastoplastique et plastique y contribuent. Le volume de matière perdu est calculé à l'aide de la loi d'Archard. Même si les résultats obtenus sont satisfaisants, les auteurs tiennent à préciser que plusieurs tests sont nécessaires pour confirmer. Un nouveau modèle complémentaire est proposé, qui tient compte de la dispersion induite par les fluctuations des caractéristiques des microgéométries, d'une aire de contact à l'autre. Cette variation de la charge normale est introduite dans l'expression de l'usure et exprimée en fonction du nombre de Sommerfeld. Dans une situation de lubrification mixte, la loi d'Archard peut donc être généralisée à condition de prendre en compte la pression de contact supportée par les aspérités non lubrifiées (en film épais). Les résultats théoriques ont été comparés avec ceux obtenus expérimentalement sur un tribomètre de type pion-disque.

Dans la littérature on retrouve également des travaux sur le phénomène d'usure, qu'ils soient théoriques ou expérimentaux, avec des applications directes aux paliers et moteurs.

En 1999, Del Din et Kassfeldt [110] font une étude qui porte sur le frottement et l'usure de deux paliers de portée d'un arbre cannelé, pour différentes vitesses de l'arbre et différentes températures d'huile. Plusieurs essais ont été réalisés, à l'aide d'un dispositif présenté sur la figure 1.34, parallèlement aux analyses théoriques du film d'huile et du régime de lubrification. Pour la mesure d'usure, chaque pièce a été pesée avant et après essai, dans le but de calculer la masse perdue. L'intérêt de cette étude est principalement de faire une comparaison entre l'usure et le frottement obtenu pour une huile adaptée à l'environnement et une huile minérale.

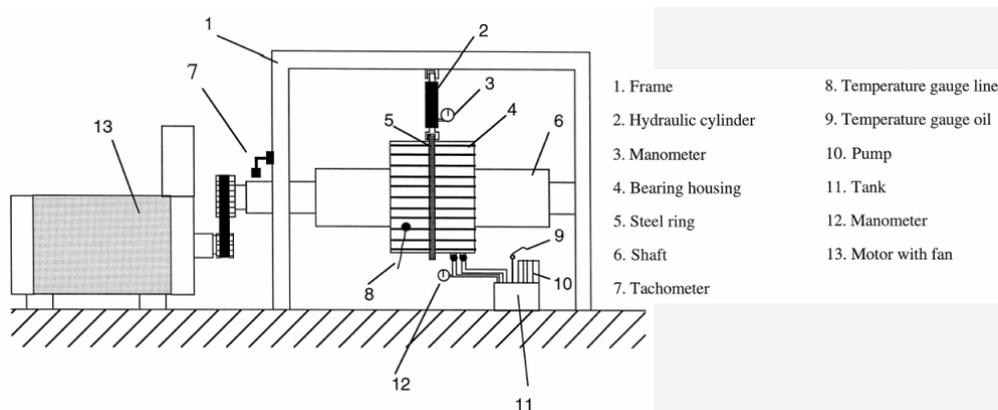


Figure 1.34: Dispositif d'essais (Source Del Din et Kassfeldt. [110])

Ushijima et al. [111] font une étude sur la possibilité de prédiction de la durabilité des paliers, à l'aide de la lubrification EHL. Les mécanismes d'usure et de fatigue, qui déterminent la durabilité des paliers et plus précisément ceux de tête de bielle, ont été estimés par comparaison entre l'analyse EHD et les données expérimentales. En faisant cette comparaison, les auteurs montrent qu'il est possible de prédire l'usure générale et la présence de la fatigue.

Ligier et Gojon [112] font une étude de prédiction de l'usure et du grippage d'un palier de moteur diesel. Suite à des corrélations entre des calculs et des mesures effectuées tout au long de quelques années, les auteurs modélisent le taux d'usure à partir de la force de contact direct instantanée et la vitesse de déplacement correspondante. Ils sont arrivés à un critère pression – vitesse direct qui permet d'évaluer le taux d'usure par famille de produit. Ils précisent aussi que cette évaluation reste valable seulement le temps que la rugosité de l'arbre reste conforme aux hypothèses de calcul. Ils concluent en mettant en évidence les avantages de leur approche, qui permet de :

- faire une présélection rationnelle des matériaux utilisables,
- réduire l'expérimentation,

- définir la rugosité de l'arbre, le débit d'huile et la température d'alimentation, paramètres qui permettent aux paliers de fonctionner dans des conditions de marche satisfaisante.

Unlu et Atik [113] font une étude des effets de frottement pour les paliers, dans un environnement sec et lubrifié. Un nouveau banc d'essais (figure 1.35) et une nouvelle méthode ont été développés pour mesurer le coefficient de frottement, dans le cas des paliers moteur. Avec cette nouvelle méthode, le coefficient de frottement est calculé pour différents chargements et vitesses de palier. Des essais répétés confirment une bonne concordance avec les calculs. Pour des essais en milieu sec, des grandes valeurs de coefficient de frottement et d'usure ont été obtenues. Et inversement, des faibles valeurs de coefficient de frottement et d'usure ont été obtenues, pour un environnement lubrifié. Pour conclure, les auteurs nous font aussi remarquer une série de phénomènes :

- la force de frottement augmente avec l'augmentation du chargement et de la vitesse,
- au début du mouvement, à cause du frottement sec, le coefficient de frottement augmente et diminue par la suite,
- pour un milieu sec, quand la charge augmente, le coefficient de frottement diminue,
- pour un milieu lubrifié, le coefficient de frottement augmente avec l'augmentation de la charge,
- la température du palier augmente si on augmente la charge et la vitesse,
- si on augmente le temps, la force de frottement est approximativement stable.

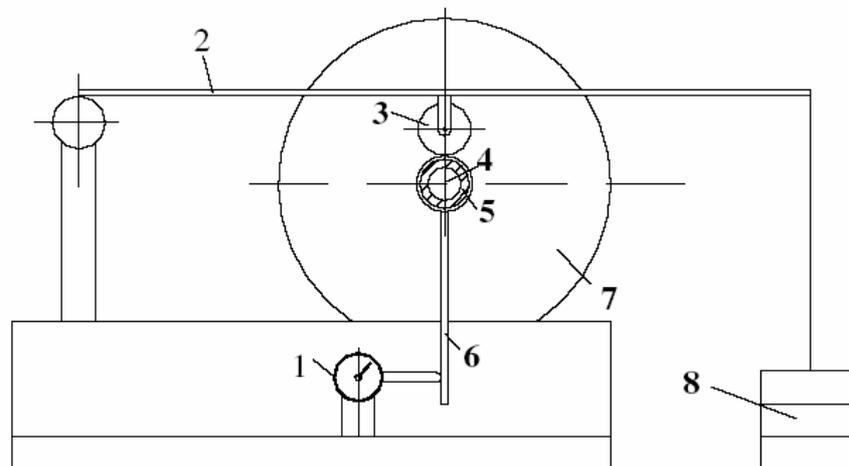


Figure 1.35: Banc d'essai (Source Unlu et Atik [113])

Plus récemment, en 2008, Nikolakopoulos et Papadopoulos [114] étudient la relation entre la force de frottement, l'angle de mésalignement (des arbres) et la profondeur d'usure. Dans le modèle analytique, l'équation de Reynolds est résolue de façon numérique, la force de frottement est calculée dans la position d'équilibre, le coefficient de frottement est présenté en fonction de l'angle de mésalignement,

et la profondeur est présentée pour différents nombres de Sommerfeld. Une des conclusions tirées par les auteurs est le fait que généralement le coefficient de frottement augmente si on augmente la profondeur d'usure, le mésalignement ou le nombre de Sommerfeld. Ils observent que le coefficient de frottement et donc la perte de puissance sont fortement dépendants de l'angle de mésalignement, et donnent des valeurs de frottement plus grandes quand le nombre de Sommerfeld diminue. Ils mettent aussi en évidence que la perte de puissance augmente avec la profondeur d'usure.

Wang [115] nous présente un modèle de contact et d'usure pour l'analyse EHL des paliers moteur. L'auteur donne malheureusement très peu de détails sur les modèles de contact et d'usure employée, en revanche on retrouve une description très détaillée des phénomènes qui se produisent dans les paliers moteur lors du fonctionnement, phénomènes tels que la déformation élastique et les évolutions du film d'huile.

Xu et al. [116] font des investigations de l'influence de l'usure des paliers lubrifiés EHD sur les performances. L'étude est composée de deux parties : une partie expérimentale et une partie de lubrification EHD. Les essais ont été réalisés à l'aide d'une machine appelée Sapphire et les analyses EHD sont faites à l'aide d'un logiciel d'éléments finis. Les auteurs concluent que l'épaisseur du film varie de façon significative, dans la direction axiale du palier.

### ***1.6.3 L'étude du rodage***

Ce paragraphe traite du phénomène du rodage qui peut être défini comme la période initiale de fonctionnement des composants mécaniques. Cette période se termine quand le coefficient de frottement et la vitesse d'usure se stabilisent.

Pendant la période du rodage, lorsque les conditions de fonctionnement sont trop sévères, la durée de vie des moteurs est fortement diminuée. A l'inverse un rodage soigneusement réalisé contribue à augmenter la tenue en service. Le rodage est une étape importante notamment dans les moteurs et dans toutes les machines ayant des composants mobiles.

Pendant la phase initiale du mouvement entre deux surfaces en contact glissant, la conformité et la topographie des surfaces, leur capacité à supporter la charge, ainsi que le frottement et l'usure évoluent. En fait peu d'articles traitent d'aspects théoriques liés au rodage. On tient également à signaler l'absence de modèles fiables de rodage.

En 1975, Rowe et al. [117] s'intéressent au processus de rodage et l'examinent en détail, en utilisant différentes machines (figure 1.36) et différentes conditions de lubrification. Une tendance générale de la surface du palier de devenir lisse est observée. Des changements de rugosité, d'aire du palier, et de différents autres paramètres peuvent être remarqués en réalisant des simulations numériques. A partir des résultats théoriques obtenus et d'observation avec un microscope à balayage électronique, on peut détecter la déformation plastique et l'usure abrasive. Suite à ces études, les auteurs peuvent prédire la

concentration optimale des additifs du lubrifiant, ainsi que la charge et la vitesse. Ils démontrent aussi que le rodage est fortement lié à la rectification très fine des surfaces.

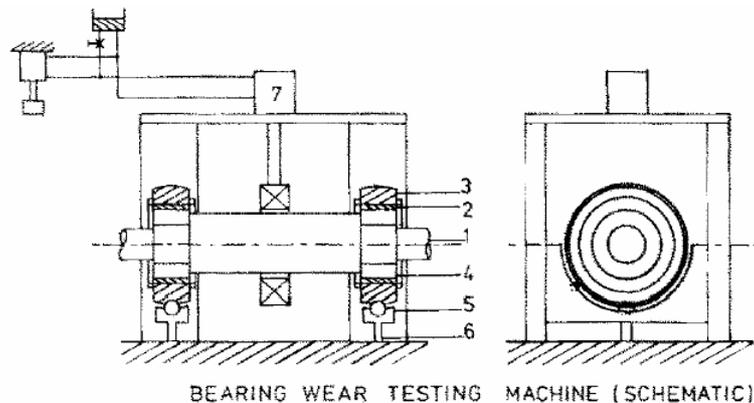


Figure 1.36: Banc d'essais pour les paliers (Source Rowe et al. [117])

Sreenath et al. [118] ont montré expérimentalement dans le cas de deux surfaces en contact en régime lubrifié et se déplaçant à vitesse constante en présence d'une charge constante, que l'adaptation des surfaces pendant le rodage se fait en deux étapes :

- pendant la première étape, les sommets des surfaces sont arasés et les débris résultants sont éliminés de la zone de glissement. L'aplanissement est principalement dû à l'usure,
- pendant la deuxième étape, la poursuite de l'aplanissement des surfaces est due à trois mécanismes qui peuvent coexister : remplissage des creux par les débris d'usure des sommets, déformation plastique des aspérités, autoformation d'un film superficiel possédant de meilleures propriétés d'usure. Le remplissage des creux par les particules d'usure provenant des sommets, lorsque ces particules n'ont pas été éliminées par l'huile, peut se produire peu de temps après l'usure des sommets.

En 1976, Stout et al. [119] réalisent une étude analytique et expérimentale de la topographie des surfaces pendant le rodage, en contact lubrifié. Suite à cette étude, deux conclusions sont tirées, une associée à la procédure expérimentale et l'autre, sur les résultats obtenus. La première concerne les méthodes de relocalisation, qui dans l'étude de l'usure ne sont pas valables. L'exemple donné par les auteurs est que le volume du matériau emporté par le fluide est plus petit que le volume qui s'est détaché de la surface. La deuxième concerne le changement de la forme de distribution des amplitudes des profils, pendant le rodage. Les auteurs suggèrent que le suivi de la forme des distributions des amplitudes peut avoir un rôle important dans la description des différents aspects du processus d'usure, et plus particulièrement le suivi du skewness, qui peut être prometteur (figure 1.37). Prendre en compte le skewness et les paramètres de rugosité, tels que le  $R_a$  et  $R_q$  semble être la méthode la plus appropriée pour quantifier l'usure des surfaces.

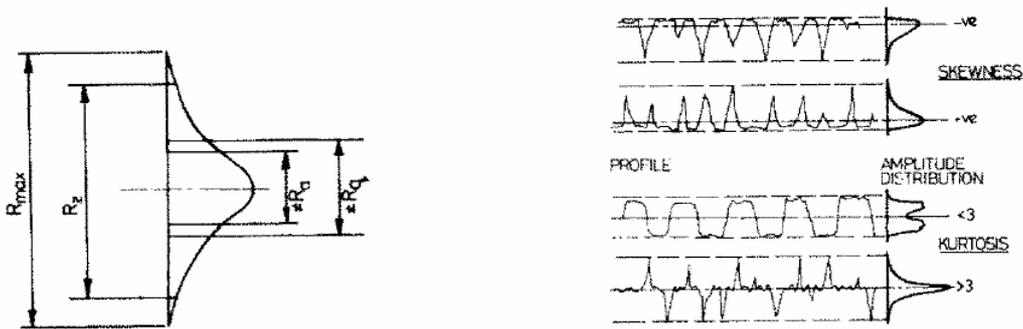


Figure 1.37: Illustration de la relation entre les paramètres de surface et la distribution des hauteurs

(Source Stout et al. [119])

Chowdhury et al. [120] ont étudié par profilométrie les variations de topographie des surfaces pour plusieurs conditions de rodage. A faible charge, seules les aspérités les plus élevées sont sollicitées par déformation plastique ou par abrasion. Ces auteurs décrivent le rodage comme un processus d'abrasion légère et continue, caractérisé par une diminution lente du taux de matériau enlevé. Selon eux, les plus petites particules sont expulsées par l'écoulement du lubrifiant, les autres restent dans les creux de la surface. Ils en déduisent que le processus de rodage est principalement dû à l'abrasion, le reste provenant des aspérités les plus élevées qui sont écrasées par la déformation plastique.

En 1983, Sudarshan et Bhaduri [121] étudient l'usure dans le cas du contact linéique des cylindres, et plus précisément, l'usure des sommets des aspérités. Ils ont observé que même si plusieurs facteurs peuvent influencer simultanément le processus d'usure, l'usure est généralement contrôlée par l'adhésion, et accentuée avec le temps par les processus de corrosion et d'abrasion. Dans des conditions d'usure normales, l'usure se produit en trois étapes qui impliquent l'adhésion, la corrosion et l'abrasion. Les matériaux des surfaces en contact et leur compatibilité doivent être choisis avec précaution, dans le but de réduire l'usure.

En 1994, Felder et Samper [122] présentent un modèle qu'on ne peut classer dans le domaine de l'étude de rodage, que par le contexte de son application. Ils étudient le passage d'une toile dans un laminaire, ce qui implique des vitesses de glissement très réduites. Les auteurs font une brève revue des différents mécanismes de frottement, qui incluent les effets hydrodynamiques à l'échelle microscopique ou macroscopique. Les auteurs décrivent les résultats de mesures de frottement, réalisées à l'aide d'un tribomètre, sur quatre plaques en acier, avec différentes rugosités, pour deux valeurs de la pression de contact, deux vitesses de glissement et dans la direction du glissement et de la direction transverse. L'observation des surfaces des échantillons qui ont subi des essais de frottement, est faite à l'aide d'un microscope optique. Les auteurs montrent qu'il est nécessaire que la

morphologie des surfaces conserve la présence des creux qui serviront de réservoirs d'huile. Ces creux vont fonctionner comme des poches d'huile favorisant la lubrification entre les deux surfaces.

Pawlus [123] présente les résultats obtenus pour des mesures d'usure sur des cylindres pendant le processus de rodage. L'auteur observe que ce processus dépend principalement de la hauteur des rugosités et aussi de la forme de la distribution du profil des rugosités. Les valeurs de l'usure locale des cylindres ayant la même hauteur des aspérités, sont proportionnelles aux paramètres  $R_p$  et  $R_t$ . Une augmentation de la hauteur initiale des rugosités, induit une augmentation de l'intensité de l'usure. L'auteur démontre aussi que l'influence de la capacité de la surface à retenir le lubrifiant sur les paramètres de fonctionnement du système est très importante.

Dans la littérature, de nombreux auteurs affirment que le rodage dépend de la déformation plastique, de l'aplanissement et de la rugosité de la surface. Concernant la déformation plastique, Johnson [124] confirme que les pressions de contact locales des aspérités qui ont été déformées plastiquement sont égales ou plus faibles que les pressions qui conduisent à la défaillance des composants mécaniques.

### ***Synthèse***

Le rodage et l'usure après rodage représentent des phénomènes complexes et leur étude s'avère difficile. Comme la figure 1.28 l'illustre bien, il faut prendre en compte les deux phénomènes. En ce qui concerne le rodage et comme on le verra par la suite aucune modélisation convenable n'est disponible à ce jour. Pour caractériser l'usure stabilisée, les modèles basés sur la loi d'Archard font l'unanimité.

## ***1.7. Conclusions***

Ce premier chapitre a posé les bases de ce travail, en situant le contexte de notre étude dans les systèmes mécaniques en général. Il a exposé l'état de l'art en matière de lubrification mixte, en définissant les caractéristiques des états de surface, montrant les travaux sur l'influence de la rugosité des surfaces, les conditions des différents modèles de contact et les caractéristiques de l'usure et du rodage. Une étude bibliographique liée à la thématique de l'étude a été faite, afin de répertorier une partie des travaux réalisés dans le domaine d'étude des paliers automobile. Pour une analyse plus fine du contact, des notions statistiques de la topologie des surfaces ont été introduites et la rugosité a été définie. Les différentes techniques d'analyse des paramètres de contact prenant en compte ces rugosités ont été répertoriées et expliquées. L'analyse de ces techniques nous a aidé à en choisir les modèles qui nous semblent les mieux adaptés et les plus performants, pour la prise en compte des rugosités et pour le comportement d'un système mécanique durant son fonctionnement.

En ce qui concerne la caractérisation des surfaces l'approche retenue est celle basée sur les normes ISO déjà existantes. Dans le contexte de cette étude, l'utilisation des normes s'avère être utile et indispensable.

Le modèle de caractérisation de l'écoulement à faible épaisseur de film retenu est le modèle de Patir et Cheng, donc un modèle stochastique. Ce modèle sera, par la suite, adapté et amélioré de manière à pouvoir prendre en compte différents aspects, tels que la direction préférentielle des surfaces de contrôle, et surtout de pouvoir l'appliquer à des surfaces réelles de paliers de moteur.

Vu le contexte de lubrification mixte, défini pour cette étude, le modèle d'écoulement sera complété par des modèles de contact. Notre choix porte sur trois modèles de contact rugueux. Un premier modèle est celui de Greenwood et Williamson, modèle purement élastique, choisi pour sa simplicité et sa fiabilité des résultats. Un autre modèle plus complet est celui de Robbe-Valloire qui est un modèle avec déformation élastique, élastoplastique et plastique, basé sur une caractérisation des surfaces conformément à la Norme Motif. Et finalement un troisième modèle de contact rugueux pour des matériaux non homogènes, qui représente une amélioration du deuxième modèle. Ce dernier choix s'explique à travers le contexte industriel de cette étude et notre souhait de caractériser au mieux une situation réelle de contact des paliers moteur qui sont souvent constitués de matériaux multicouches.

Cette étude de lubrification mixte est complétée par un modèle d'usure basé sur la loi d'Archard.

Tous les modèles retenus seront présentés en détail et discutés dans les chapitres qui suivent.

# Chapitre 2

## Modélisation de l'Écoulement à Faible Épaisseur de Film

### *2.1. Introduction*

Ce chapitre est dédié au phénomène d'écoulement du fluide entre deux surfaces rugueuses. On retrouve la description détaillée d'un modèle de facteurs de flux qui a partiellement retenu notre attention, parmi ceux présentés dans le chapitre précédent, le modèle de Patir et Cheng. On présentera par la suite une évolution de ce modèle qui réduit quelques limitations de ce dernier tels que le type de surfaces d'application et notamment les surfaces à directions préférentielles. Ce nouveau modèle est destiné à être intégré dans un utilitaire de calcul des facteurs de flux à usage industriel. Les différentes méthodes numériques utilisées sont brièvement rappelées. Une série d'études de sensibilité est réalisée dans le but de définir des critères de choix pour les surfaces de calcul. Des surfaces créées de façon numérique des plus simples aux plus complexes, ainsi que des surfaces réelles, seront étudiées. On conclut en analysant les résultats et les critères de choix obtenus.

### *2.2. Modèle de Patir et Cheng*

Patir et Cheng proposent d'intégrer trois facteurs d'écoulement dans l'équation de Reynolds, deux facteurs d'écoulement pour les termes de Poiseuille et un facteur pour le terme de Couette. Ces facteurs sont par la suite calculés lors d'une modélisation de l'écoulement entre deux surfaces rugueuses.

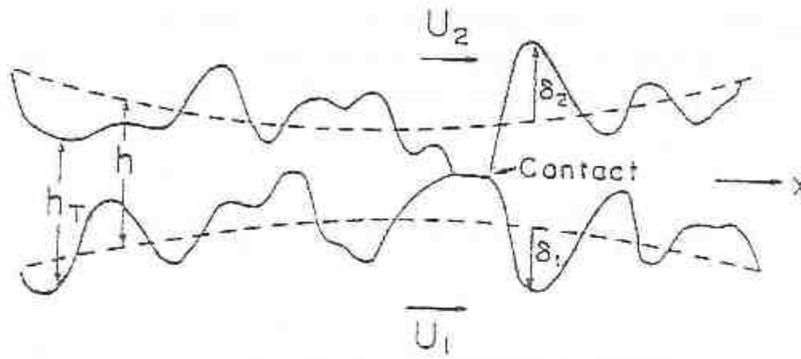
#### *2.2.1. Description du modèle*

L'épaisseur de film locale  $h_t$  est supposée être de la forme suivante :

$$h_t = h + \delta_1 + \delta_2 \quad (2.1)$$

ou  $h$  est l'épaisseur de film nominale entre les lignes moyennes des surfaces antagonistes et  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  sont les amplitudes des rugosités aléatoires des deux surfaces, mesurées par rapport aux lignes moyennes (figure 2.1). Les auteurs supposent que  $\delta_1$  et  $\delta_2$  ont une distribution des hauteurs

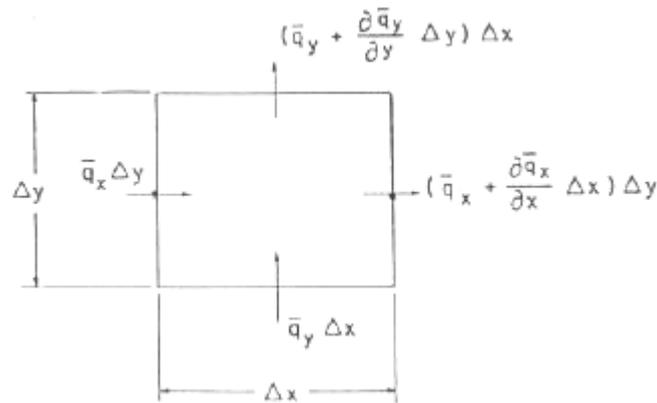
gaussienne, avec une valeur moyenne nulle et un écart type égal respectivement à  $\sigma_1$  et  $\sigma_2$ . La rugosité combinée définie par:  $\delta = \delta_1 + \delta_2$  a une moyenne nulle et un écart-type combiné  $\sigma$ , définie par:  $\sigma^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2$ .



**Figure 2.1** : Epaisseur du film pour les surfaces rugueuses (Source Patir et Cheng [34])

Le but est d'écrire une équation de Reynolds dont la solution est la pression moyenne dans le film fluide entre les surfaces rugueuses. Pour réaliser cela, on analyse les débits moyens.

Les auteurs ont considéré un volume de contrôle de base  $\Delta x \Delta y$  et de hauteur  $h_t$ . La base  $\Delta x \Delta y$  est supposée assez grande pour contenir un nombre important d'aspérités, mais relativement petite par rapport aux dimensions du palier (figure 2.2).



**Figure 2.2** : Volume de contrôle (Source Patir et Cheng [34])

Les débits unitaires (débits volumiques par unité de largeur) dans les directions  $x$  et  $y$  sont donnés par les expressions suivantes:

$$q_x = -\frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} h_t \quad (2.2)$$

où  $U_1$  et  $U_2$  représentent les vitesses des deux surfaces (figure 2.1) et

$$q_y = -\frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.3)$$

Dans les expressions précédentes,  $q_x$  et  $q_y$  sont les débits locaux et par conséquent des fonctions aléatoires. Les auteurs considèrent à présent les débits unitaires moyens entrant dans le volume de contrôle:

$$\bar{q}_x = \frac{1}{\Delta y} \int_y^{y+\Delta y} q_x dy = \frac{1}{\Delta y} \int_y^{y+\Delta y} \left( -\frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} h_t \right) dy \quad (2.4)$$

$$\bar{q}_y = \frac{1}{\Delta x} \int_x^{x+\Delta x} q_y dx = \frac{1}{\Delta x} \int_x^{x+\Delta x} \left( -\frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) dx \quad (2.5)$$

En définissant les facteurs d'écoulement en pression  $\phi_x$  et  $\phi_y$  (effet de la rugosité sur le débit Poiseuille) et le facteur d'écoulement en cisaillement  $\phi_s$  (effet de la rugosité sur le débit Couette), les débits deviennent:

$$\bar{q}_x = -\phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \left( \frac{U_1 + U_2}{2} \right) \bar{h}_t + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \phi_s \quad (2.6)$$

$$\bar{q}_y = -\phi_y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \quad (2.7)$$

où  $\bar{p}$  est la pression moyenne et  $\bar{h}_t$  est définie par :

$$\bar{h}_t = \int_{-h}^{\infty} (h + \delta) f(\delta) d\delta \quad (2.8)$$

et où :

$$f(\delta) = \begin{cases} \frac{35}{96\sigma} \left[ 1 - \left( \frac{\delta}{3\sigma} \right)^2 \right]^3 & ; \quad |\delta| \leq 3\sigma \\ 0 & ; \quad |\delta| > 3\sigma \end{cases} \quad (2.9)$$

$\bar{q}_x$  comporte trois termes : le premier terme est le débit moyen dû au gradient de pression moyen dans la direction  $x$ .  $\phi_x$  est un facteur de correction qui compare le débit moyen d'une surface rugueuse à celui d'une surface lisse ayant la même géométrie nominale. Le deuxième terme est le débit du transport dû à la vitesse d'entraînement.

Le troisième terme représente le transport du débit additionnel dû au glissement à l'intérieur d'un palier rugueux. On note que ce terme n'est pas présent dans l'équation de Reynolds pour un palier lisse ; ce sont les effets de la rugosité et du glissement qui nécessitent un terme de débit additionnel. Ce terme additionnel peut s'expliquer en considérant une surface rugueuse qui glisse devant une surface fixe. Au transport des fluides entre les deux surfaces, se rajoute le fluide situé dans les creux de la surface rugueuse. D'autre part, si la surface lisse est en mouvement par rapport à la surface rugueuse, le fluide situé dans les creux de la surface rugueuse est stagnant ce qui empêche le transport d'écoulement. Le terme  $\phi_s$  est alors négatif. Si les deux surfaces ont la même configuration de rugosité,  $\phi_s = 0$  (il n'y a pas de transport d'écoulement additionnel).

En effectuant la conservation des débits moyens dans le volume de contrôle, on obtient :

$$\left( \bar{q}_x + \frac{\partial \bar{q}_x}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y - \bar{q}_x \Delta y + \left( \bar{q}_y + \frac{\partial \bar{q}_y}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x - \bar{q}_y \Delta x = -\Delta x \Delta y \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t} \quad (2.10)$$

alors:

$$\frac{\partial \bar{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{q}_y}{\partial y} = -\frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t} \quad (2.11)$$

En substituant les valeurs de  $\bar{q}_x$  et  $\bar{q}_y$  dans l'équation précédente, on obtient l'équation de Reynolds moyennée:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial x} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t} \quad (2.12)$$

Lorsque l'on a  $\frac{h}{\sigma} \rightarrow \infty$ , l'équation régissant le contact lubrifié est l'équation de Reynolds pour surfaces lisses, ainsi on aura  $\phi_x, \phi_y \rightarrow 1$ .

### **Identification des facteurs**

L'épaisseur moyenne normale du film,  $h$ , est supposée être constante et indépendante du temps sur chaque élément. Pour chaque « microcontact » avec une structure de rugosité donnée, les facteurs d'écoulement  $\phi_x$  et  $\phi_y$  seront calculés en appliquant un gradient de pression arbitraire comme conditions aux limites (figure 2.3), puis le champ de pression obtenu est comparé à celui d'un contact lisse de même dimension.

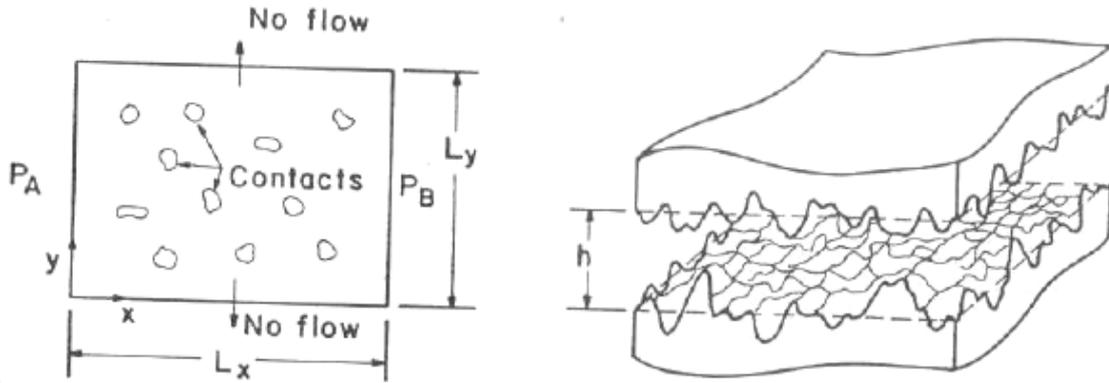


Figure 2.3 : Élément de contact (Source Patir et Cheng [34])

Les conditions aux limites considérées sont les suivantes :

- $p = P_A$  pour  $x = 0$ ,
- $p = P_B$  pour  $x = L_x$ ,
- $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$  pour  $y = 0$  et  $y = L_y$ ,
- il n'y a pas de débit aux points de contact,
- $U_1 = U_2 = 0$ .

L'équation de Reynolds devient alors:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0 \quad (2.13)$$

Après avoir généré  $\delta_1$  et  $\delta_2$  aléatoirement, avec des propriétés statistiques connues, le champ de pression est obtenu sur la surface de contrôle. En utilisant les équations présentées ci-dessus, on calcule d'abord le débit moyen unitaire dans la direction  $x$  et ensuite  $\phi_x$  :

$$\phi_x = \frac{\frac{1}{L_y} \int_0^{L_y} \left( \frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy}{\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x}} \quad \text{où} \quad \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} = \frac{P_B - P_A}{L_x} \quad (2.14)$$

On remarque que le facteur d'écoulement  $\phi_x$  est dépendant de la précision de la géométrie de la rugosité du palier ; sa valeur n'est pas calculée de façon déterministe, mais en considérant un problème unique résolu plusieurs fois avec des fonctions de rugosité différentes mais statistiquement identiques.

La valeur de  $\phi_x$  présentée par les auteurs, est une moyenne sur dix calculs. La détermination du facteur d'écoulement en pression s'effectue donc de la manière suivante:

- génération des rugosités de façon aléatoire, avec les propriétés statistiques données,
- résolution, sur le volume de contrôle, de l'équation de Reynolds, en utilisant la méthode des différences finies pour des conditions aux limites sur les pressions arbitraires aux frontières de l'élément,
- calcul du débit unitaire moyen  $\bar{q}_x$ ,
- détermination, pour une hauteur  $h$  donnée, du facteur d'écoulement en pression  $\phi_x$ .

La détermination du facteur d'écoulement en pression  $\phi_y$  s'effectue de la même manière; un gradient de pression arbitraire est appliqué dans la direction  $y$ , puis le débit unitaire moyen  $\bar{q}_y$  est calculé.

$\phi_x = \phi_y$  si on a les mêmes propriétés directionnelles de la rugosité dans les directions  $x$  et  $y$ .

$\phi_x$  et  $\phi_y$  sont fonction du type de rugosité, c'est à dire des propriétés statistiques de la rugosité combinée  $\delta$  et du rapport  $\frac{h}{\sigma}$ .

Pour étudier des surfaces comportant des propriétés directionnelles différentes, Patir et Cheng introduisent un facteur directionnel  $\gamma$ , défini par Peklenik en 1967 [25] comme étant le rapport des

longueurs de corrélation dans les directions  $x$  et  $y$  :  $\gamma = \frac{\lambda_{0.5x}}{\lambda_{0.5y}}$ , où  $\lambda_{0.5}$  est la longueur pour laquelle la

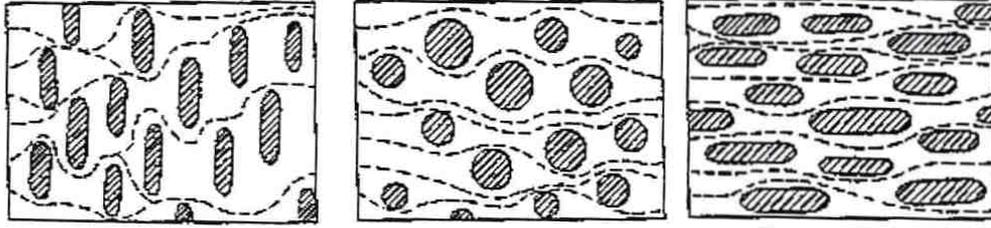
fonction d'autocorrélation du profil diminue de 50% de sa valeur initiale. Cette fonction exprime, pour tout espacement discret  $(p,q)$ , la corrélation des hauteurs de la surface trouvées à cette distance l'une de l'autre. L'autocorrélation est souvent définie comme le rapport entre la covariance ( $C_{p,q}$ ) et le carré de

l'écart type de la surface :  $R_{p,q} = \frac{C_{p,q}}{R_q^2}$ . Le facteur  $\gamma$  peut donc être envisagé comme le rapport

longueur – largeur d'une aspérité.  $\gamma$  permet de définir plusieurs types de rugosité:

- $\gamma = 0$ , rugosité transversale,
- $\gamma = 1$ , rugosité isotrope,
- $\gamma = \infty$ , rugosité longitudinale.

La figure suivante montre différentes modélisations des aires de contact pour des surfaces à structures rugueuses longitudinales, isotropes ou transversales.



**Figure 2.4** : Orientations des rugosités : a) Structure transversale, b) Structure isotrope, c) Structure longitudinale (Source Patir et Cheng [34])

Le facteur d'écoulement en cisaillement est obtenu par simulation numérique en utilisant un modèle similaire à celui employé pour le calcul du facteur en pression  $\phi_x$ .

Les conditions aux limites sont les suivantes:

- $p = P_A$  pour  $x = 0$  et  $x = L_x$ ,
- $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$  pour  $y = 0$  et  $y = L_y$ ,
- il n'y a pas de débit aux points de contact,
- $U_1 = -U_2 = \frac{U_s}{2}$  où  $U_s$  est la vitesse de glissement.

L'équation de Reynolds s'écrit:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial h_t}{\partial t} \quad (2.15)$$

avec  $h_t = h + \delta_1 + \delta_2$  ( $h$  est constant)

Le débit moyen résulte de l'effet combiné des rugosités et du glissement pur. D'après les hypothèses faites précédemment, l'expression du débit moyen est égale à l'expression suivante:

$$\bar{q}_x = \frac{U_1 + U_2}{2} \bar{h}_t + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \phi_s$$

$$\text{or } \frac{U_1 + U_2}{2} = 0 \text{ et } \frac{U_1 - U_2}{2} = \frac{U_s}{2}$$

Le facteur d'écoulement en cisaillement s'écrit sous la forme:

$$\phi_s = \frac{2}{U_s \sigma} \bar{q}_x = \frac{2}{U_s \sigma} E \left( \frac{-h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{1}{L_x L_y} \int_0^{L_y} \int_0^{L_x} \left( \frac{-h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx dy \quad (2.16)$$

$\phi_s$  est fonction de  $\frac{h}{\sigma}$ , des écart types  $\sigma_1$  et  $\sigma_2$ , et des paramètres  $\gamma_1$  et  $\gamma_2$  des deux surfaces antagonistes.

Les simulations numériques montrent que  $\phi_s$  dépend de ces paramètres sous la forme fonctionnelle suivante:

$$\phi_s = V_{r1} \Phi_s \left( \frac{h}{\sigma}, \gamma_1 \right) - V_{r2} \Phi_s \left( \frac{h}{\sigma}, \gamma_2 \right) \quad (2.17)$$

$$\text{avec : } V_{r1} = \left( \frac{\sigma_1}{\sigma} \right)^2 \text{ et } V_{r2} = \left( \frac{\sigma_2}{\sigma} \right)^2 = 1 - V_{r1}$$

La fonction  $\Phi_s$  est une fonction positive dépendant de  $\frac{h}{\sigma}$  et de  $\gamma_1$  ou  $\gamma_2$ . La fonction  $\Phi_s$  est associée à une surface seule, tandis que  $\phi_s$  est associé à la combinaison de deux surfaces mises ensemble. Suivant la configuration de la rugosité de palier,  $\phi_s$  peut être négatif, positif ou nul.

Les auteurs proposent également trois facteurs correctifs de la contrainte de cisaillement ( $\phi_f, \phi_{fs}, \phi_{fp}$ ):

$$\bar{\tau} = \frac{\eta(U_1 - U_2)}{h} (\phi_f \pm \phi_{fs}) \pm \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \quad (2.18)$$

Les signes « + » et « - » définissent les surfaces. Quand le signe est positif, il s'agit de la surface pour laquelle la hauteur locale est maximale (la surface qui se trouve en haut) et quand le signe est négatif, il s'agit de la surface pour laquelle l'épaisseur locale du film est à zéro (la surface qui se trouve en bas).

$\phi_{fp}$  est le facteur de correction pour la pression moyenne d'écoulement. On peut donc affirmer que le facteur de frottement  $\phi_{fp}$  est un rapport des débits.  $\phi_{fs}$  est l'effet de la combinaison entre les rugosités et le glissement. Et finalement  $\phi_f$ , représente le coefficient qui provient de la composante de la vitesse de glissement (Annexe D)

### 2.2.2. Limites d'application du modèle

Les auteurs ont appliqué cette procédure à des surfaces gaussiennes, générées numériquement. Ils ont effectué dix simulations numériques sur chaque famille de surfaces (ils ont classifié les surfaces en

fonction de  $\frac{h}{\sigma}$  et du facteur directionnel  $\gamma$ ). Après avoir déterminé la moyenne des dix facteurs par famille ils ont représenté les résultats sous la forme de graphiques en fonction de  $\frac{h}{\sigma}$ , pour les valeurs de  $\gamma$  considérées (figure 2.5).

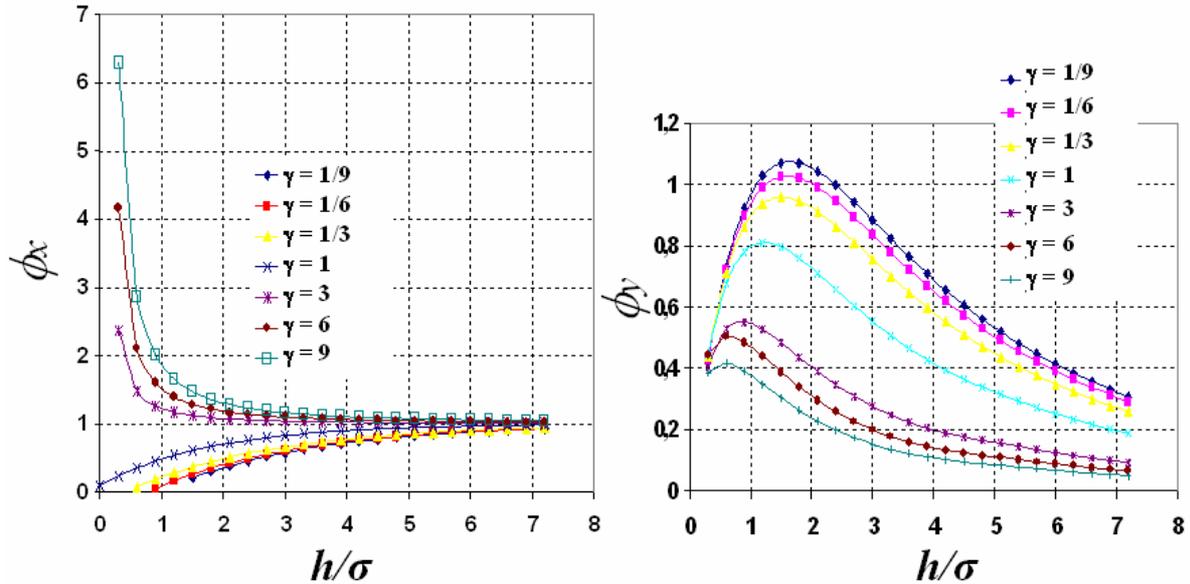


Figure 2.5 : Les facteurs d'écoulement proposés par Patir et Cheng

Leur modèle peut être utilisé directement dans les codes numériques qui traitent des contacts en lubrification mixte. Cependant, il peut être appliqué exclusivement à des surfaces gaussiennes, avec des rugosités isotropes, transversales ou longitudinales (figure 2.4). De plus, les deux paramètres de rugosité ( $\sigma$ ,  $\gamma$ ) ne sont pas suffisants pour bien décrire la rugosité d'une surface : deux surfaces avec les mêmes valeurs pour  $\sigma$  et  $\gamma$  peuvent avoir des comportements très différents de point de vue de l'écoulement hydrodynamique à faible épaisseur de film.

### 2.3. Nouveau modèle basé sur les facteurs d'écoulement

Un nouveau modèle, basé sur celui de Patir et Cheng, est proposé et décrit dans ce chapitre. Le but de ce nouveau modèle est de pouvoir s'appliquer à n'importe quel type de surface rugueuse et surtout aux surfaces présentes dans les contacts lubrifiés des paliers de moteurs. Il va donner naissance à un outil numérique de calcul des facteurs d'écoulement, utilisable dans un contexte industriel.

### 2.3.1. Description du modèle

Le calcul des facteurs d'écoulement en pression est similaire à celui de Patir et Cheng. Dans un premier temps, une équation de Reynolds modifiée est proposée :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.21)$$

Par rapport à l'équation (2.11), pour simplifier le terme  $\bar{h}_i$  est remplacé par  $h$ .

Les facteurs d'écoulement vont être ensuite obtenus par un calcul déterministe sur le contact rugueux. On part de l'équation généralisée de Reynolds, donnée pour une masse volumique constante, écrite dans le repère de la figure 2.6 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho \frac{(H_2 - H_1)^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \rho \frac{(H_2 - H_1)^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = & 6 \frac{\partial}{\partial x} [\rho (U_{11} + U_{21})(H_2 - H_1)] - 12\rho U_{21} \frac{\partial H_2}{\partial x} + 12\rho U_{11} \frac{\partial H_1}{\partial x} \\ & + 6 \frac{\partial}{\partial y} [\rho (U_{13} + U_{23})(H_2 - H_1)] - 12\rho U_{23} \frac{\partial H_2}{\partial y} + 12\rho U_{13} \frac{\partial H_1}{\partial y} \\ & + 12\rho (U_{22} - U_{12}) + 12(H_2 - H_1) \frac{\partial p}{\partial t} \end{aligned} \quad (2.22)$$

où  $H_i = h_i + \delta_i$ .

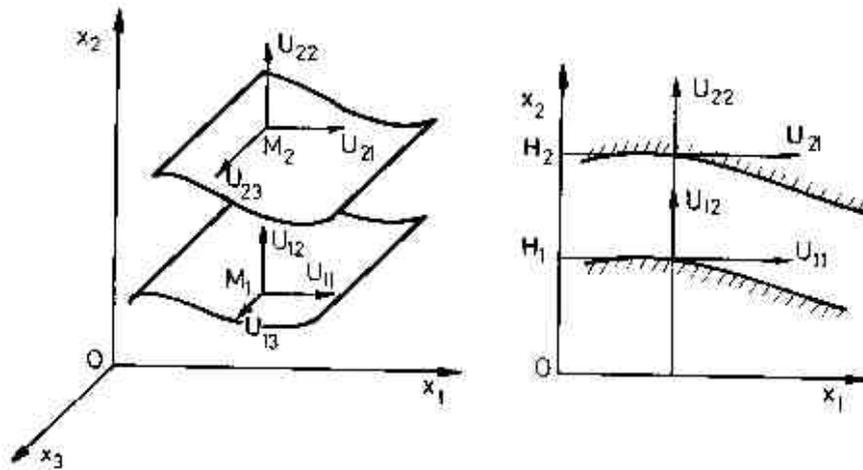


Figure 2.6 : Systèmes des coordonnées (Source Frêne [125])

En sachant qu'on n'a pas de terme transitoire, que  $U_{22}$  et  $U_{12}$  sont nuls, et que  $U_{21} = U_2$  et  $U_{11} = U_1$ , on peut réduire l'équation de Reynolds à la forme suivante :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{(H_2 - H_1)^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{(H_2 - H_1)^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] \\ = 6 \frac{\partial}{\partial x} [(U_1 + U_2)(H_2 - H_1)] - 12U_2 \frac{\partial H_2}{\partial x} + 12U_1 \frac{\partial H_1}{\partial x} \end{aligned} \quad (2.23)$$

En se rapportant à la figure 2.6, dans l'équation 2.23,  $x$  correspond à  $x_1$  et  $y$  correspond à  $x_2$ .

Après avoir généré ou mesuré la surface de calcul, on calcule le champ de pression et le débit moyen unitaire, en utilisant les mêmes conditions aux limites que le modèle initial (figure 2.3).

Le facteur d'écoulement  $\phi_x$  est calculé en respectant la définition proposée par Patir et Cheng, c'est à dire comme le rapport entre le débit moyen et le débit théorique pour une surface lisse :

$$\phi_x = \frac{\frac{1}{L_x L_y} \int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \left( \frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy dx}{\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x}} \quad \text{où} \quad \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} = \frac{P_B - P_A}{L_x} \quad (2.24)$$

où  $h_t = H_2 - H_1$

Le calcul du coefficient d'écoulement  $\phi_y$  est fait d'une manière similaire, pour une rotation de  $90^\circ$  de la surface.

C'est le calcul du coefficient  $\phi_s$  qui constitue la première différence entre le modèle proposé par Patir et Cheng et le modèle que nous proposons. Les conditions aux limites énoncées sont les mêmes. Après l'utilisation de la condition de glissement pur  $U_1 = -U_2 = \frac{U_s}{2}$ , l'équation (2.23) se réduit à l'expression:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{(H_2 - H_1)^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left( \frac{(H_2 - H_1)^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12U_1 \left( \frac{\partial \delta_2}{\partial x} + \frac{\partial \delta_1}{\partial x} \right) \quad (2.25)$$

L'avantage de cette expression, est qu'on retrouve la vitesse dans l'approximation déterministe du débit. Quand une des deux surfaces est lisse, la dérivée de  $\delta$  correspondant est nulle.

Le calcul de  $\phi_s$  reste le même :

$$\phi_s = \frac{2}{U_s \sigma} \bar{q}_x = \frac{2 \frac{1}{L_x L_y} \int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \left( -\frac{h_t^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy dx}{U_s \sigma} \quad (2.26)$$

La seconde différence concerne l'expression des facteurs de frottement calculés à partir de l'équation de la contrainte de cisaillement :  $\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial y}$

On reprend l'expression de la vitesse :

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} [y^2 - y(H_1 + H_2) + H_1 H_2] + \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2} (y - H_1) + U_1 \quad (2.27)$$

et en utilisant sa dérivée dans l'équation de la contrainte de cisaillement, on obtient :

$$\text{pour } y = H_1, \quad \tau_{x/H_1} = -\frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (H_2 - H_1) + \eta \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2} \quad (2.28)$$

$$\text{pour } y = H_2, \quad \tau_{x/H_2} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (H_2 - H_1) + \eta \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2} \quad (2.29)$$

et donc :

$$\bar{\tau}_x = \eta \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2} \phi_{fs} \pm \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} (H_2 - H_1) \phi_{fp} \quad (2.30)$$

Le facteur  $\phi_{fp}$  peut être obtenu de la même manière que le  $\phi_x$ , en respectant les mêmes conditions aux limites. Le facteur  $\phi_{fp}$  représente donc le rapport :

$$\phi_{fp} = \frac{\frac{1}{L_x L_y} \iint \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (H_2 - H_1) dx dy}{\frac{1}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} h} \quad (2.31)$$

Le facteur de frottement  $\phi_{fs}$  se calcule en respectant les mêmes conditions aux limites que pour le facteur  $\phi_s$ . Le facteur  $\phi_{fs}$  a donc la forme suivante :

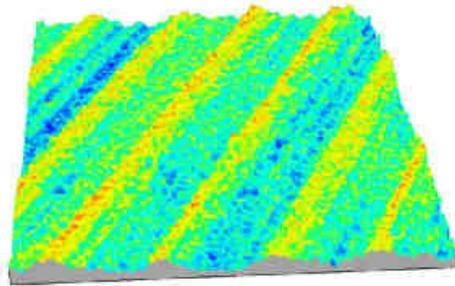
$$\phi_{fs} = \frac{\frac{1}{L_x L_y} \int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \left( \pm \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (H_2 - H_1) - \eta \frac{2U_1}{H_2 - H_1} \right) dx dy}{-\eta \frac{2U_1}{h}} \quad (2.32)$$

Sur cette dernière équation, on peut remarquer deux facteurs  $\phi_{fs}$  : le signe « + » correspond au facteur calculé pour la surface supérieure et le signe " - " correspond au facteur calculé pour la surface inférieure.

Une comparaison entre ces deux modèles, le modèle proposé par Patir et Cheng et le modèle exposé ci-dessus, est présentée en Annexe E.

### ***2.3.2. Introduction des facteurs croisés : nouvelle équation de Reynolds modifiée***

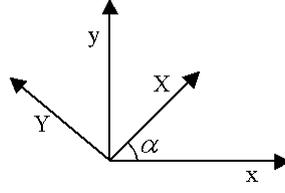
La résolution de l'équation (2.21) dans le cas d'un palier lisse non-mésaligné, va générer un champ de pression symétrique par rapport au plan de symétrie du palier. Il est cependant facile de comprendre qu'un calcul déterministe sur le même palier avec une rugosité comme celle de la figure 2.7 va prédire un champ de pression non-symétrique. Il est naturel de conclure que, dans ce cas, l'équation (2.21) doit être complétée par des termes qui tiennent compte de l'orientation de la rugosité.



**Figure 2.7 :** Surface avec directions préférentielles

On peut supposer que l'équation (2.21) donne une bonne approximation du champ de pression moyenné pour une rugosité transversale ou longitudinale. On introduit ensuite le concept de *direction principale* d'une surface rugueuse. Ce concept est aussi défini dans l'analyse des surfaces présentant des directions privilégiées. La texture est analysée par transformée de Fourier et un graphe polaire est construit à partir du spectre de la surface. L'étude indique les valeurs des directions les plus significatives dans le graphe polaire. La valeur la plus significative donne la direction principale de la surface. Elle correspond à la direction où l'écoulement entre les rugosités se fait le plus facilement possible.

Il est donc possible de trouver la direction principale de la surface en calculant le coefficient  $\phi_x$  pour des rotations successives de la texture initiale, entre  $0^\circ$  et  $180^\circ$ . La direction principale correspond à la valeur maximale du coefficient  $\phi_x$ .



**Figure 2.8 :** Les repères local et initial de la surface

Sur la figure 2.8 on retrouve une représentation graphique du repère initial de la surface (xOy) ainsi que le repère qui correspond à la direction principale (XOY).

Il faut ensuite passer l'équation 2.21 (avec  $h = H_2 - H_1$ ) du repère (XOY) dans le repère (xOy).

On s'intéresse, dans un premier temps, aux termes de Poiseuille :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial X} \left( \phi_X \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( \phi_Y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial Y} \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left[ \phi_X \frac{h^3}{12\eta} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \cos \alpha + \frac{\partial p}{\partial y} \sin \alpha \right) \cos \alpha - \phi_Y \frac{h^3}{12\eta} \left( -\frac{\partial p}{\partial x} \sin \alpha + \frac{\partial p}{\partial y} \cos \alpha \right) \sin \alpha \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[ \phi_X \frac{h^3}{12\eta} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \cos \alpha + \frac{\partial p}{\partial y} \sin \alpha \right) \sin \alpha + \phi_Y \frac{h^3}{12\eta} \left( -\frac{\partial p}{\partial x} \sin \alpha + \frac{\partial p}{\partial y} \cos \alpha \right) \cos \alpha \right] \end{aligned} \quad (2.33)$$

Après réduction et regroupement des termes, on a :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial X} \left( \phi_X \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( \phi_Y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial Y} \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\phi_X \cos^2 \alpha + \phi_Y \sin^2 \alpha) \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\phi_X \sin^2 \alpha + \phi_Y \cos^2 \alpha) \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\phi_X - \phi_Y) \sin \alpha \cos \alpha \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\phi_X - \phi_Y) \sin \alpha \cos \alpha \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] \end{aligned} \quad (2.34)$$

Et donc on peut définir trois nouveaux facteurs d'écoulement :

$$\phi_x = \phi_X \cos^2 \alpha + \phi_Y \sin^2 \alpha \quad (2.35)$$

$$\phi_y = \phi_X \sin^2 \alpha + \phi_Y \cos^2 \alpha \quad (2.36)$$

$$\phi_{xy} = (\phi_X - \phi_Y) \cos \alpha \sin \alpha \quad (2.37)$$

Pour les termes de Couette (partie droite de l'équation de Reynolds) on peut refaire le même raisonnement. Il faut cependant remarquer que dans la direction principale les surfaces ont une vitesse relative dans les deux directions ( $U_x$  suivant X et  $U_y$  suivant Y).

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi_{sx}}{\partial x} \sigma \frac{U_x}{2} + \frac{\partial \phi_{sy}}{\partial y} \sigma \frac{U_y}{2} \\ = \sigma \frac{U}{2} \cos \alpha \left( \frac{\partial \phi_{sX}}{\partial x} \cos \alpha + \frac{\partial \phi_{sX}}{\partial y} \sin \alpha \right) - \sigma \frac{U}{2} \sin \alpha \left( -\frac{\partial \phi_{sY}}{\partial x} \sin \alpha + \frac{\partial \phi_{sY}}{\partial y} \cos \alpha \right) \end{aligned} \quad (2.38)$$

Après la simplification des expressions, on a :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi_{sx}}{\partial x} \sigma \frac{U_x}{2} + \frac{\partial \phi_{sy}}{\partial y} \sigma \frac{U_y}{2} \\ = \sigma \frac{U}{2} \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\phi_{sX} \cos^2 \alpha + \phi_{sY} \sin^2 \alpha) + \frac{\partial}{\partial y} (\phi_{sX} \sin \alpha \cos \alpha - \phi_{sY} \sin \alpha \cos \alpha) \right] \end{aligned} \quad (2.39)$$

Finalement, on peut définir encore deux nouveaux facteurs d'écoulement :

$$\phi_{sx} = \phi_{sX} \cos^2 \alpha + \phi_{sY} \sin^2 \alpha \quad (2.40)$$

$$\phi_{sy} = (\phi_{sX} - \phi_{sY}) \sin \alpha \cos \alpha \quad (2.50)$$

La nouvelle équation de Reynolds modifiée prend la forme suivante :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_{xy} \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_{xy} \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \right) \\ = \frac{U_2 - U_1}{2} \frac{\partial h_t}{\partial x} + \sigma \left( \frac{U_2 - U_1}{2} \right) \left( \frac{\partial}{\partial x} \phi_{sx} + \frac{\partial}{\partial y} \phi_{sy} \right) \end{aligned} \quad (2.51)$$

En ce qui concerne les facteurs de cisaillement, le même raisonnement nous conduit à définir 5 nouveaux facteurs de frottement :

$$\phi_{fsx} = \phi_{fsX} \cos^2 \alpha + \phi_{fsY} \sin^2 \alpha \quad (2.52)$$

$$\phi_{fsy} = (\phi_{fsX} - \phi_{fsY}) \cos \alpha \sin \alpha \quad (2.53)$$

$$\phi_{fpX} = \phi_{fpX} \cos^2 \alpha + \phi_{fpY} \sin^2 \alpha \quad (2.54)$$

$$\phi_{fpy} = \phi_{fpX} \sin^2 \alpha + \phi_{fpY} \cos^2 \alpha \quad (2.55)$$

$$\phi_{fpY} = (\phi_{fpX} - \phi_{fpY}) \cos \alpha \sin \alpha \quad (2.56)$$

où  $\phi_{fpX}$ ,  $\phi_{fpY}$ ,  $\phi_{fsX}$  et  $\phi_{fsY}$  sont des facteurs calculés dans la direction principale de la surface.

Finalement les contraintes de cisaillement dans le film s'écrivent :

$$\bar{\tau}_x = \eta \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2} \phi_{fsx} \pm \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} (H_2 - H_1) \phi_{fpx} \pm \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} (H_2 - H_1) \phi_{fpxy} \quad (2.57)$$

$$\bar{\tau}_y = \eta \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2} \phi_{fsy} \pm \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} (H_2 - H_1) \phi_{fpy} \pm \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} (H_2 - H_1) \phi_{fpy} \quad (2.58)$$

Cette méthode permet de calculer la direction principale d'une surface avec précision. Cependant le champ d'application de cette méthode est limité aux surfaces qui comportent une seule direction principale.

## 2.4 Discrétisation et méthode numérique

Pour pouvoir calculer les différents facteurs d'écoulement, il est nécessaire de résoudre l'équation de Reynolds sur un domaine d'étude (une surface ou une combinaison de deux surfaces rugueuses). Comme il n'existe pas de solution analytique connue, le problème doit être résolu numériquement. Ce chapitre détaille dans un premier temps la discrétisation des équations et ensuite présente la méthode multigrille d'accélération de la convergence.

### 2.4.1 Discrétisation

Pour pouvoir résoudre le problème de façon numérique, l'équation de Reynolds (équation 2.23) doit être discrétisée sur les nœuds d'un maillage du domaine de calcul. Les équations discrètes définissent des relations entre les valeurs au point  $i$  et ses voisins. Nous avons choisi une discrétisation suivant un schéma de différences finies centrées, avec un pas de discrétisation égal dans les deux directions.

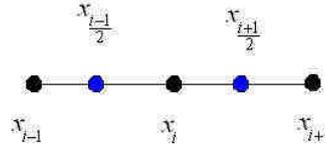


Figure 2.9 : Différences finies centrées

Les termes de Poiseuille s'écrivent :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h_i^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h_i^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ & \approx \frac{(h_{i+1,j}^3 + h_{i,j}^3)(p_{i+1,j} - p_{i,j}) - (h_{i-1,j}^3 + h_{i,j}^3)(p_{i,j} - p_{i-1,j})}{24\eta(\Delta x)^2} \\ & + \frac{(h_{i,j+1}^3 + h_{i,j}^3)(p_{i,j+1} - p_{i,j}) - (h_{i,j-1}^3 + h_{i,j}^3)(p_{i,j} - p_{i,j-1})}{24\eta(\Delta y)^2} \end{aligned} \quad (2.59)$$

avec  $\Delta x$  et  $\Delta y$  les pas de discrétisation et  $h_i = H_2 - H_1$ . Les termes de Couette s'écrivent :

$$\begin{aligned} & \frac{(U_1 + U_2)}{2} \frac{\partial h_i}{\partial x} - U_2 \frac{\partial H_2}{\partial x} + U_1 \frac{\partial H_1}{\partial x} \\ & \approx \frac{(U_1 + U_2)}{2} \frac{h_{i+1} - h_{i-1}}{2\Delta x} - U_2 \frac{H_{2\ i+1} - H_{2\ i-1}}{2\Delta x} + U_1 \frac{H_{1\ i+1} - H_{1\ i-1}}{2\Delta x} \end{aligned} \quad (2.60)$$

### 2.4.2 Méthode multigrille

L'objectif de l'introduction de la technique multigrille est uniquement d'accélérer la convergence du processus numérique, en utilisant différentes tailles de maillage (figure 2.10). Cette méthode consiste à travailler sur plusieurs niveaux des grilles de maillage, toutes discrétisant le même domaine. D'après Venner et Lubrecht [126], l'erreur introduite par un calcul numérique est composée de l'erreur de discrétisation et de l'erreur numérique (résidu). Un processus itératif du type Gauss-Seidel est utilisé pour la réduction globale de l'erreur. L'erreur numérique dépend du nombre d'itérations et peut être réduite au niveau souhaité en augmentant le nombre des itérations. L'erreur de discrétisation dépend du nombre de points du maillage et elle est réductible en augmentant le nombre de points.

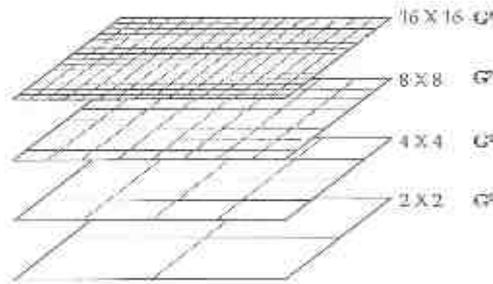


Figure 2.10 : Niveaux des grilles de maillage (Source Venner et Lubrecht [126])

Le principe de cette méthode est de trouver la solution sur la grille qui comporte les mailles les plus grandes, pour finalement en déduire la solution approchée recherchée. L'avantage réside dans le fait que la résolution du système d'équations est plus rapide sur un niveau plus grand et que par interpolations successives, on peut remonter à la solution fine. Cependant, cette méthode ne prend pas en compte les variations hautes fréquences de la solution approchée, parce qu'elles ne peuvent pas être représentées sur des grilles de pas plus grand. Si la solution fine a des composantes hautes fréquences, la fonction interpolée trouvée précédemment ne sera qu'une approximation grossière de la solution. L'idée de base de la méthode multigrille est alors de raisonner sur la correction à apporter à la solution [126]. Le cycle multigrille choisi est le plus simple : le V-cycle. Une représentation schématique du V-cycle est donnée sur la figure 2.11. La convergence est obtenue sur la grille fine quand le résidu moyen est plus petit que  $10^{-9}$  et le résidu maximal est plus petit que  $10^{-6}$ .

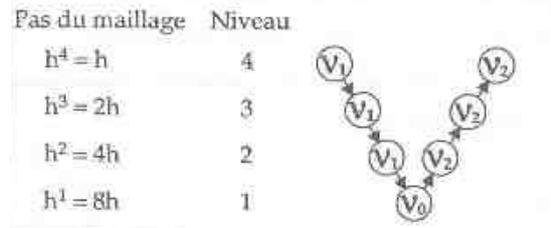


Figure 2.11 : Cycle en V (Source Venner et Lubrecht [126])

Les premières relaxations de Gauss-Seidel atténuent les hautes fréquences de l'erreur. C'est pourquoi, lors du transfert des grandeurs vers des grilles plus grossières, généralement seulement 1 ou 2 itérations sont effectuées. Lorsque le niveau le plus bas (la grille la plus grossière) est atteint, on fait un grand nombre d'itérations, de manière à résoudre l'équation avec précision. Le nombre des points de ce maillage est normalement suffisamment faible pour que la convergence soit rapide. Pour la remontée vers la grille la plus fine, peu d'itérations seront effectuées pour réduire les fréquences hautes introduites par la correction apportée à la solution. Afin de transmettre les valeurs des variables d'une grille d'origine à une grille cible on utilise des opérateurs de transfert. L'opération de restriction (passage d'une grille fine à une grille grosse) et celle d'interpolation (passage d'une grille grosse à une grille fine) sont schématisées dans la figure 2.12.

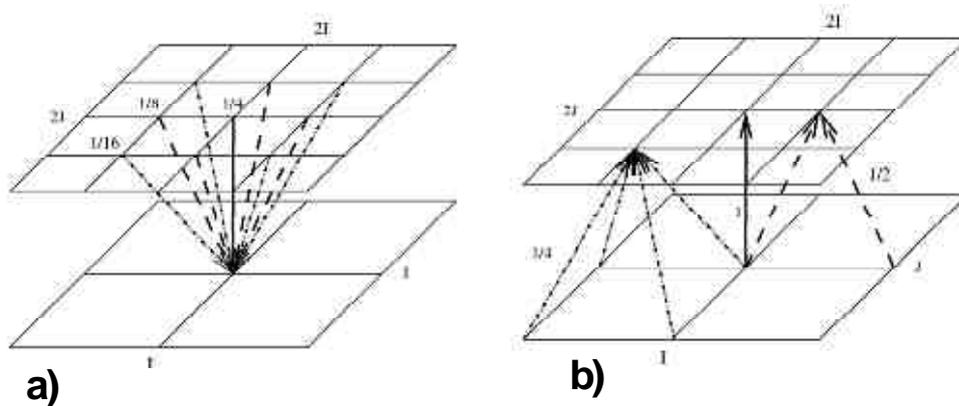


Figure 2.12 : a) Opérateur de restriction moyenne pondérée b) Opérateur d'interpolation linéaire (Source Venner et Lubrecht [126])

Il faut distinguer les nœuds, faisant partie du domaine, en fonction des conditions limites qu'ils subissent. Pour faire cela on a donné des codes à tous les nœuds. Par exemple les nœuds qui ont une pression imposée, d'entrée ou sortie, ont un code 0; les nœuds qui ont des équations simplifiées, là où la dérivée en  $y$  est 0, ont un code 2, les nœuds qui sont en contact ont un code 3 et le reste des nœuds, ceux qui se trouvent à l'intérieur du domaine et qui ne sont pas en contact, ont un code 1. Il se peut que plusieurs nœuds considérés actifs (pas en contact) soient dans une zone fermée, sans liaison avec les conditions aux limites (figure 2.13). On va dire que ces nœuds sont dans une "zone fermée".

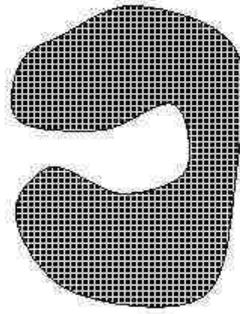


Figure 2.13 : Zone de contact fermée

Pour le calcul des coefficients  $\phi_x$  et  $\phi_y$ , tous les nœuds qui se trouvent dans une zone fermée sont éliminés de domaine d'étude (pression égale à 0). Pour bien identifier tous les nœuds, y compris ceux qui se trouvent dans des zones fermées avec des formes un peu spéciales, le domaine de la surface est balayé deux fois. Une première fois, en commençant par le premier nœud et une deuxième fois, en commençant par le dernier nœud. Une fois tous les nœuds bien identifiés, on peut commencer le calcul du champ de pression suivi par le calcul des coefficients d'écoulement.

## ***2.5 Simulation numérique : études paramétriques sur plusieurs types de surfaces rugueuses***

Le but de ce sous chapitre est de déterminer l'évolution des différents facteurs d'écoulement pour plusieurs types de surfaces rugueuses (générées numériquement ou obtenues par une métrologie des surfaces réelles). On va ainsi analyser la variation des facteurs avec le rapport  $h/\sigma$  et aussi l'influence du nombre de motifs de rugosité et du nombre de points par motif sur les facteurs d'écoulement.

Comme nous l'avons déjà signalé auparavant, les résultats obtenus avec ce nouveau modèle n'ont pas la finalité d'être généralisés pour tout type de surface mais d'aboutir à un outil numérique de calcul des facteurs d'écoulement spécifiques à chaque surface et utilisable dans un contexte industriel. Pour cela il faut définir des critères de choix des différentes surfaces de contrôle désignées pour la détermination des facteurs d'écoulement (nombre des motifs de rugosité, nombre de points par motif, ...).

Le modèle géométrique qui est à la base des études paramétriques qui ont conduit aux résultats présentés dans ce qui suit, consiste en une configuration de deux surfaces antagonistes. Une surface rugueuse située en haut, qui est la surface créée de façon numérique et importée sous forme de nuage de points et une surface lisse située en bas, en vis-à-vis de la première.

### ***2.5.1 Préconisation du nombre de points de discrétisation par motif de rugosité et du nombre des motifs***

Afin de déterminer les facteurs d'écoulement, il faut d'abord choisir un volume de contrôle représentatif de la surface rugueuse à caractériser. Les plus importants critères de choix sont le nombre

minimum de points de discrétisation par motif, mais aussi le nombre de motifs qui doit être inclu dans le volume de contrôle. Les facteurs de cisaillement  $\phi_{fp}$  et  $\phi_{fs}$  ont le même comportement que les facteurs  $\phi_{x,y}$  respectivement  $\phi_s$  et pour cette raison, leur variation ne va pas être analysée dans ces études paramétriques.

### 2.5.1.1 Surfaces générées numériquement, de forme simple

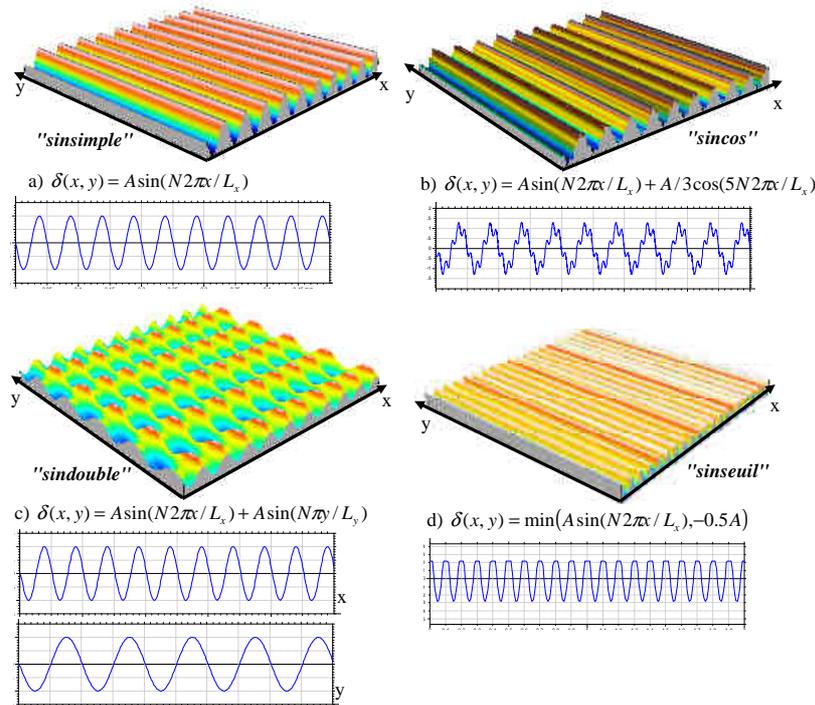


Figure 2.14 : Surfaces générées numériquement, de forme simple

La figure 2.14 montre les quatre types de surfaces rugueuses analysées dans un premier temps. Il s'agit de surfaces générées numériquement à l'aide d'une combinaison des fonctions  $\sin$  et  $\cos$ , qui permettent de contrôler facilement le nombre de motifs et aussi la discrétisation du volume de contrôle.

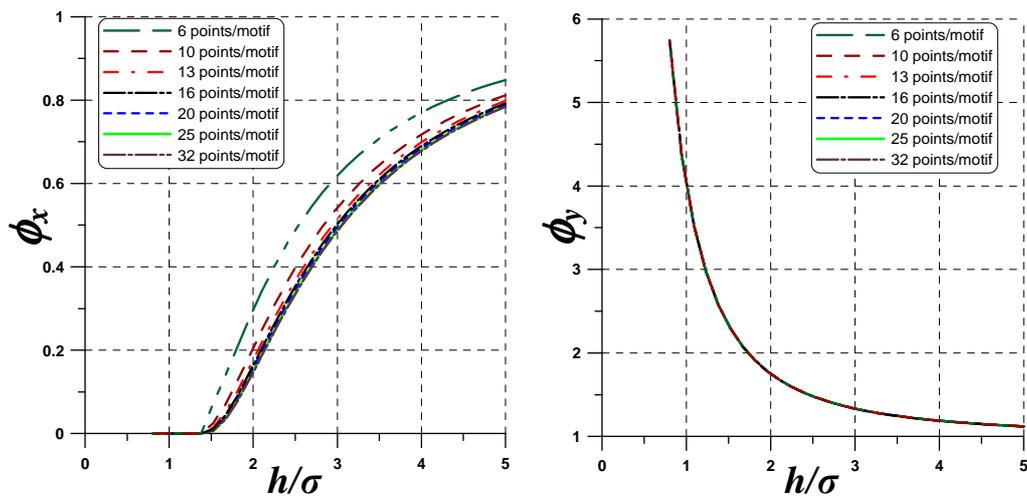
La surface représentée dans la Figure 2.14 a) contient le même motif sinusoïdal dans la direction  $x$ , décrit par l'équation suivante :

$$\delta(x, y) = A \sin(N2\pi x / L_x) \quad (2.61)$$

où  $A$  représente l'amplitude des motifs et  $N$  le nombre de motifs sur la longueur  $L_x$ , dans la direction  $x$ . On va appeler cette surface la surface "sinsimple". Les paramètres qui caractérisent ces surfaces sont présentés en Annexe F.

La figure 2.15 montre la variation avec  $h/\sigma$  des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$ , pour différentes discrétisations du volume de calcul. Tout d'abord il faut observer comment les deux facteurs varient en fonction du rapport  $h/\sigma$ . On rappelle que le facteur  $\phi_x$  caractérise l'écoulement de Poiseuille dans la direction  $x$ . Il est facile de comprendre que pour un  $h$  très grand, la texture de la surface n'influence pas l'écoulement du fluide, ce qui se caractérise par un  $\phi_x$  qui tend vers 1. Quand les épaisseurs de film deviennent du même ordre de grandeur que l'amplitude des motifs, le coefficient  $\phi_x$  peut augmenter ou diminuer. Une augmentation du coefficient signifie que par rapport à une surface lisse, la texture du domaine étudié permet un débit plus important. Au contraire, quand le coefficient diminue, la texture va empêcher l'écoulement du fluide. Le comportement du facteur  $\phi_y$  s'explique de la même manière, pour un écoulement dans la direction  $y$ .

Dans notre cas  $\phi_x$  diminue et  $\phi_y$  augmente avec la diminution de l'épaisseur moyenne. Cette variation s'explique par la présence des ondulations qui bloquent l'écoulement dans la direction  $x$  et qui permettent un écoulement important dans la direction  $y$ , même pour des épaisseurs moyennes très faibles.



**Figure 2.15 :** Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sinsimple"

En analysant toujours la figure 2.15, on observe qu'un nombre minimum de 20 points/motif d'ondulation sont nécessaires pour avoir une bonne approximation du facteur  $\phi_x$ . Un nombre inférieur de points génère des différences plus grandes que 2% par rapport à la surface prise comme référence (32 points/motif). En même temps, le facteur  $\phi_y$  n'est pas influencé par la diminution du nombre de points par ondulation.

La figure 2.16 montre la variation du facteur  $\phi_s$  avec  $h/\sigma$  en variant également la discrétisation du domaine. On rappelle que ce facteur caractérise le transport du débit additionnel dû au glissement à l'intérieur d'un palier rugueux. Une surface rugueuse qui glisse devant une surface fixe, avec une vitesse positive (dans le sens de l'écoulement) ajoute au débit le fluide situé dans les creux de la surface rugueuse ;  $\phi_s$  est donc positif. Au contraire, si la surface rugueuse glisse dans le sens contraire de l'écoulement, elle empêche la circulation du fluide et donc  $\phi_s$  va être négatif. Dans notre étude la surface rugueuse est toujours la surface numéro 2, celle qui se déplace avec la vitesse  $U_2$ , vitesse qui est négative. Cela explique la valeur négative du  $\phi_s$  sur la figure 2.16. Sur cette même figure, on remarque une brusque variation du facteur  $\phi_s$ , qui peut être expliquée par l'apparition du contact entre les deux surfaces rugueuses, provoquant ainsi un blocage du débit. Comme pour le facteur  $\phi_x$ , on observe qu'un nombre minimum de 20 points/motif d'ondulation sont nécessaires pour avoir une bonne approximation du facteur  $\phi_s$ .

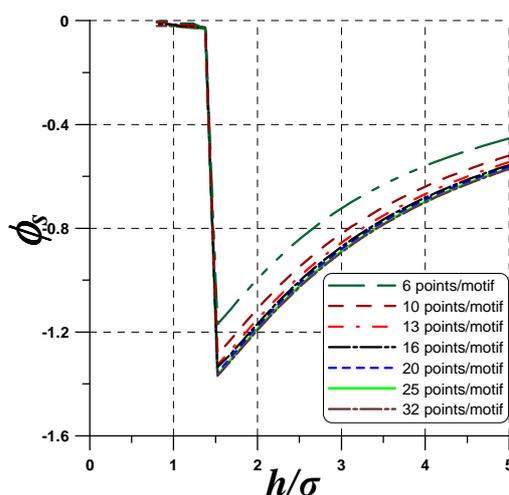
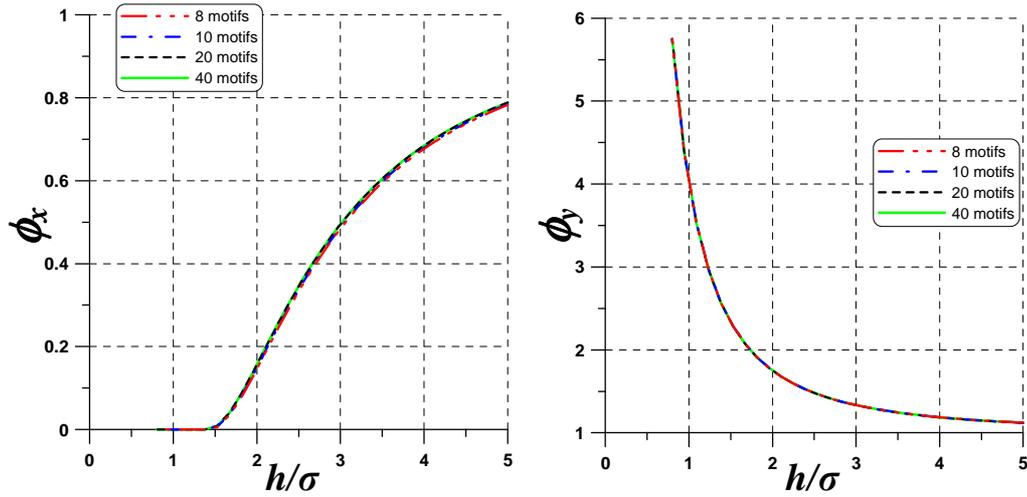


Figure 2.16 : Variation du facteur  $\phi_s$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sinsimple"



**Figure 2.17 :** Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  en fonction du nombre de motifs pour la surface "sinsimple"

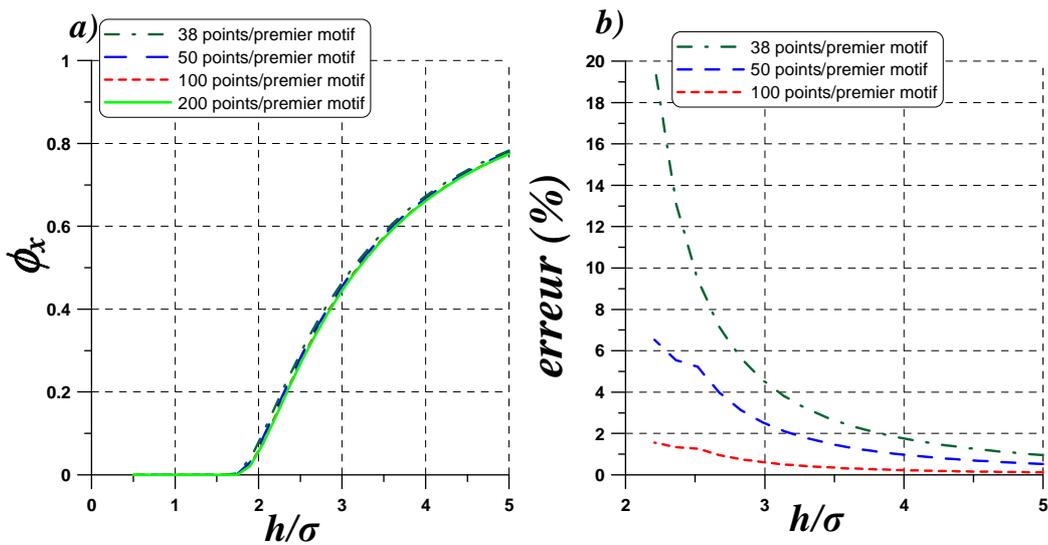
Une deuxième étude paramétrique est effectuée pour analyser l'influence du nombre de motifs sur le calcul des facteurs d'écoulement. La figure 2.17 montre la variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  lorsque le nombre d'ondulations varie de 8 à 40. On peut observer que les facteurs ne sont pas sensibles à la diminution du nombre de motifs, à condition de prendre un nombre entier de motifs. Même s'il n'est pas représenté, le coefficient  $\phi_s$  montre le même comportement.

On peut conclure que pour la surface "sinsimple", un calcul exact des facteurs d'écoulement peut se faire pour un volume de contrôle qui contient 8 motifs, avec 20 points par motif, ce qui correspond à une discrétisation minimale de 160 x 160 points. Cependant on tient à préciser que le nombre de points et le nombre de motifs retenus, tient compte des contraintes imposées par la méthode de calcul multigrilles, qui exige un nombre minimum de 128 x 128 points, pour la surface de calcul.

La surface représentée dans la figure 2.14 b) est définie par l'équation (2.62) et on va l'appeler la surface "sincos". Elle contient deux motifs dans la direction  $x$ , de longueurs d'onde différentes. Le deuxième motif a une longueur d'onde d'une fréquence cinq fois supérieure et une amplitude trois fois inférieure, à la longueur d'onde du premier motif.

$$\delta(x, y) = A \sin(N2\pi x / L_x) + A/3 \cos(5N2\pi x / L_x) \quad (2.62)$$

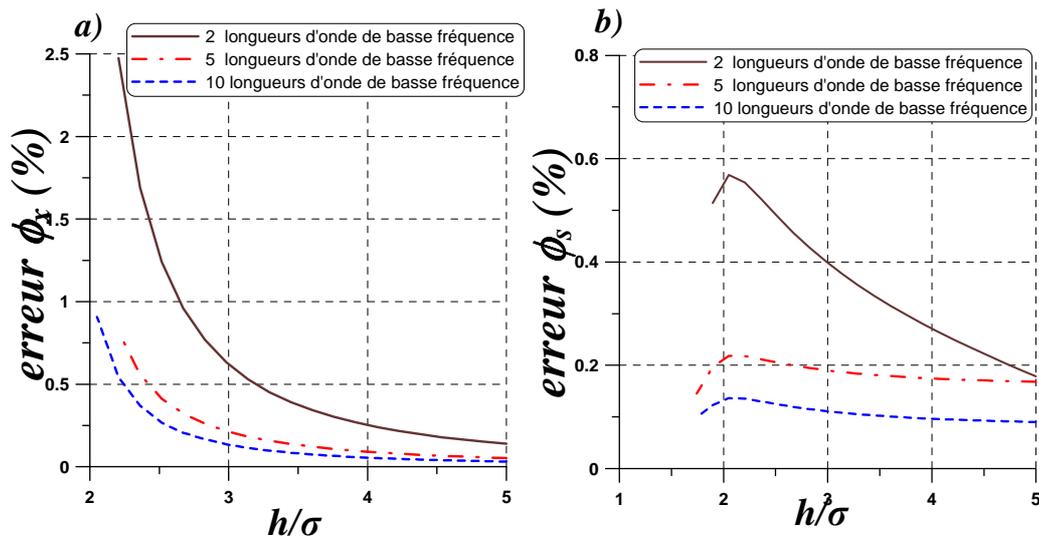
Il est intéressant de voir laquelle des deux longueurs d'onde des motifs est importante de point de vue de la discrétisation numérique. La figure 2.18 a) montre la variation avec  $h/\sigma$  du facteur  $\phi_x$ , pour 38 à 100 points par premier motif. Cela signifie de 7 à 20 points par deuxième motif. La figure 2.18 b) montre la différence en pourcentage par rapport à la discrétisation la plus fine c'est-à-dire pour 20 points par deuxième motif (au delà de cette valeur les différences sont inférieures à 0.5%).



**Figure 2.18 :** a) Variation du facteur  $\phi_x$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sincos" b) Variation de l'erreur du facteur  $\phi_x$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sincos"

On peut remarquer qu'un nombre minimum de 20 points/deuxième motif sont nécessaires pour avoir une approximation satisfaisante du facteur  $\phi_x$ , avec une erreur inférieure à 2%. Cela signifie que pour une surface avec deux motifs différents dans la même direction, le choix de nombre de points doit tenir compte du motif le plus fin (de fréquence haute), même si son amplitude est inférieure. Si le facteur  $\phi_y$  n'est pas influencé par le nombre de points de discrétisation,  $\phi_s$  montre presque le même comportement que  $\phi_x$ .

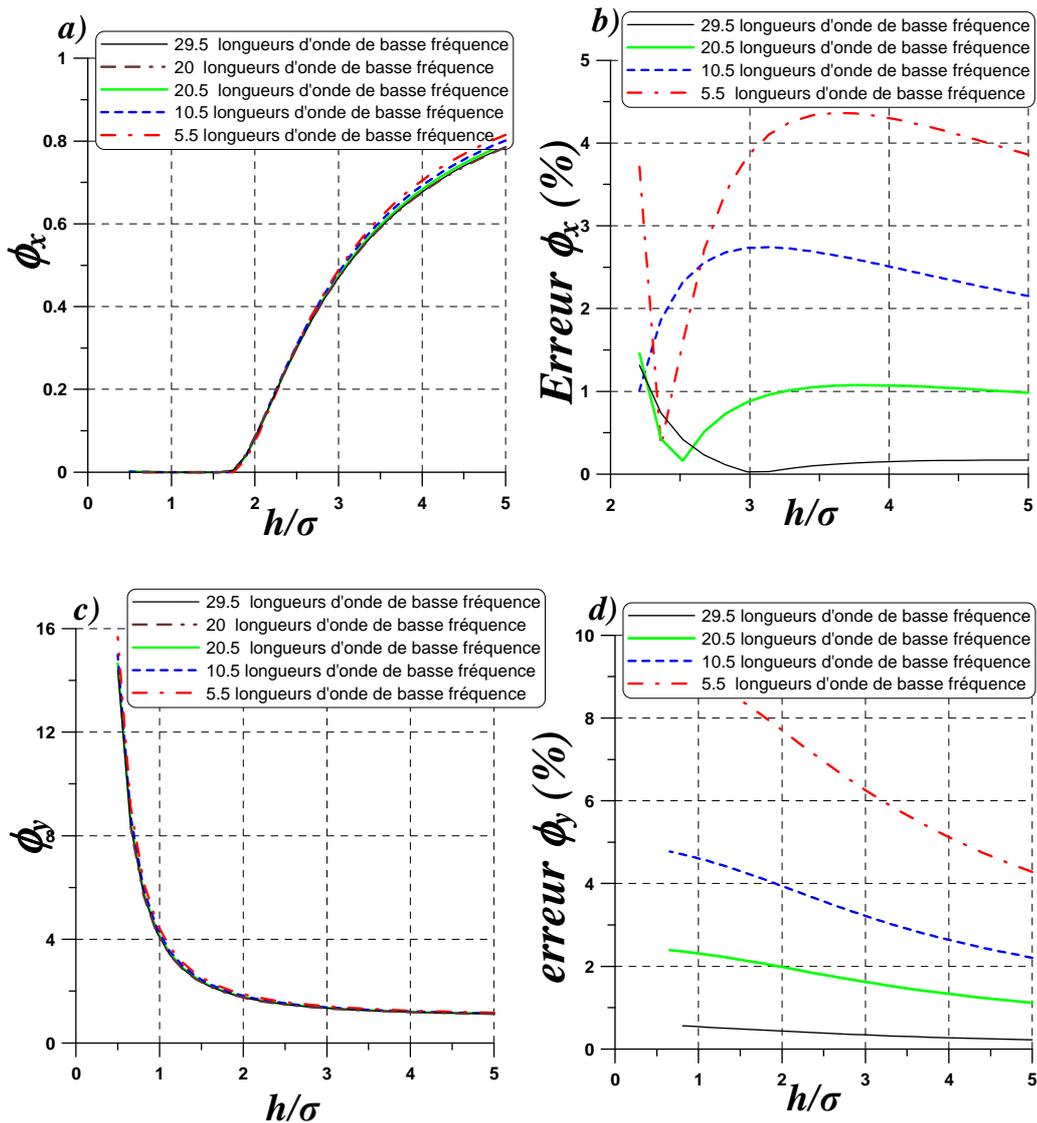
Comme pour la surface "sinsimple", le nombre de motifs n'influence pas la précision du calcul. La figure 2.19 montre l'erreur obtenue pour les facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$ , en fonction des différentes discrétisations. On rappelle que par erreur, on comprend la différence par rapport à une surface de référence (ici la surface de référence contient 40 longueurs d'onde de basse fréquence). On peut conclure qu'un nombre minimum de 5 ondulations de basse fréquence est nécessaire pour le calcul des facteurs d'écoulement. Le troisième facteur  $\phi_y$  n'est pas représenté mais il montre une sensibilité encore plus faible au nombre de motifs.



**Figure 2.19 :** Variation de l'erreur des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  en fonction du nombre de motifs pour la surface "sincos"

Tous les calculs présentés jusqu'ici ont été réalisés pour un nombre exact de motifs. La question qui se pose est comment varient les facteurs si la surface de calcul n'a pas un nombre entier de motifs. La figure 2.20 montre l'évolution des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  pour un nombre non-entier de motifs. L'erreur est calculée par comparaison avec une surface à 20 ondulations de basse fréquence.

On peut observer qu'un nombre important de motifs (approximativement 30 longueurs d'onde de basse fréquence) doit être pris en compte afin d'obtenir une erreur inférieure à 2 %. Le facteur  $\phi_s$  a un comportement similaire.



**Figure 2.20 :** Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sincos" avec un nombre non-entier d'ondulations

La surface représentée dans la figure 2.14 c) est définie par l'équation (2.63) et on va l'appeler la surface "sindouble". Elle contient deux longueurs d'onde dans les deux directions, qui ont la même amplitude mais des fréquences différentes.

$$\delta(x, y) = A \sin(N2\pi x / L_x) + A \sin(N\pi y / L_y) \quad (2.63)$$

Comme pour les surfaces étudiées ci-dessus, le nombre de points/motifs et le nombre de motifs à inclure dans le domaine de calcul sont analysés : 20 points par motif sont nécessaires pour avoir une bonne approximation des coefficients.

L'étude qui a porté sur le nombre d'ondulations a montré qu'on peut descendre jusqu'à 5 dans la direction Y (10 dans la direction X) afin d'avoir des erreurs inférieures à 2 %, résultats qu'on pouvait attendre en comparant avec la surface "sinsimple". La figure 2.21 montre l'analyse faite pour un nombre non-entier d'ondulations. On observe qu'une erreur inférieure à 2% peut être obtenue pour approximativement 30 ondulations dans la direction Y.

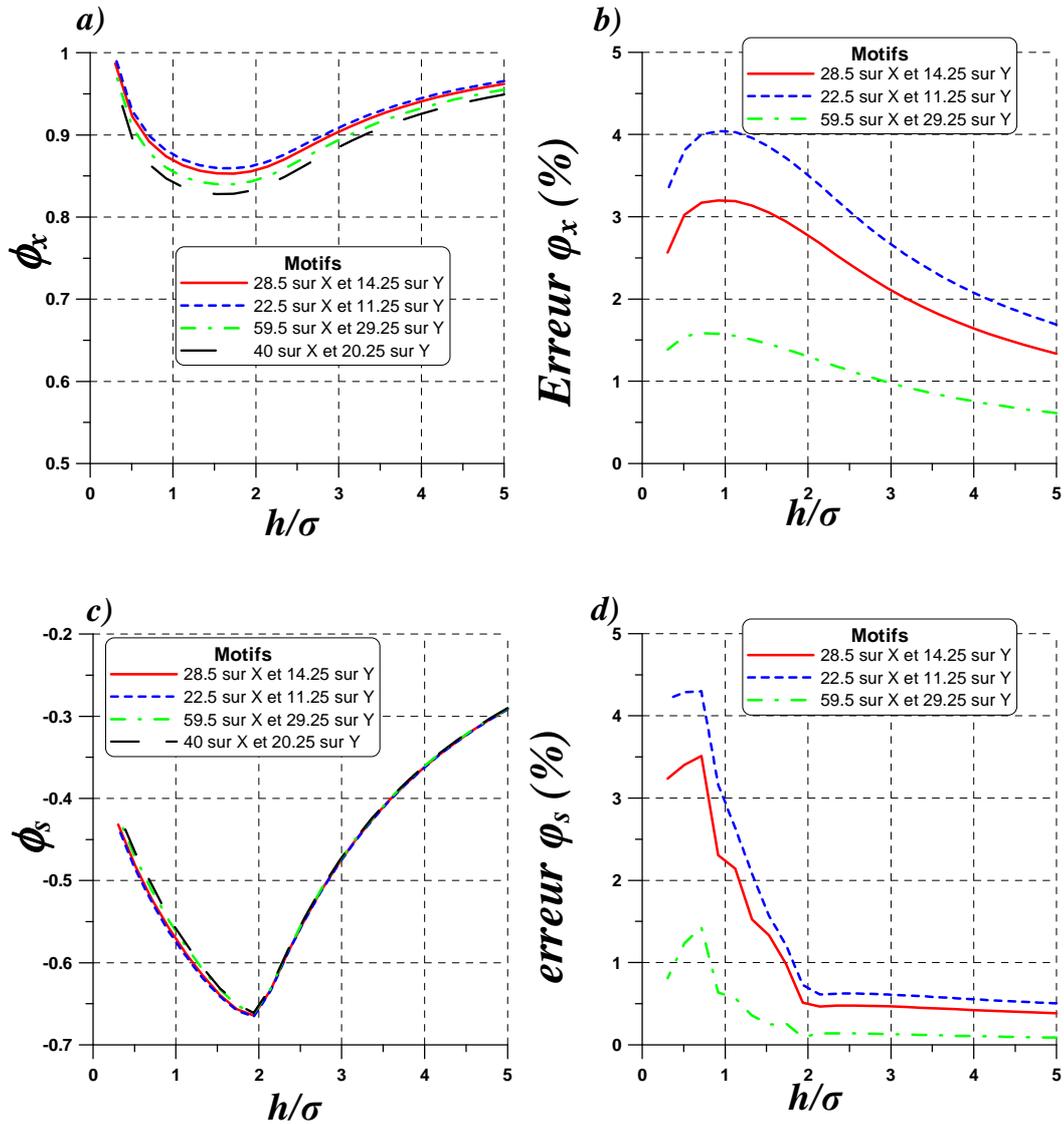


Figure 2.21 : Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  avec un nombre non-entier d'ondulations pour la surface "sindouble"

La dernière surface représentée dans la Figure 2.13 d) est définie par l'équation (2.64) et on va l'appeler la surface "sinseuil".

$$\delta(x, y) = \min(-A \text{Val}_{abs}(\sin(N2\pi x / L_x)), -0.5A) \quad (2.64)$$

La sensibilité au nombre de points par motifs et au nombre de motifs est presque identique avec la surface "sinsimple" : un nombre de 20 points/motif et au moins 10 motifs inclus dans la surface d'étude sont suffisants pour obtenir les facteurs d'écoulement, même si la surface n'a pas un nombre entier de motifs. La Figure 2.22 montre la variation des facteurs  $\phi_x$ ,  $\phi_y$  avec le rapport  $h/\sigma$ .

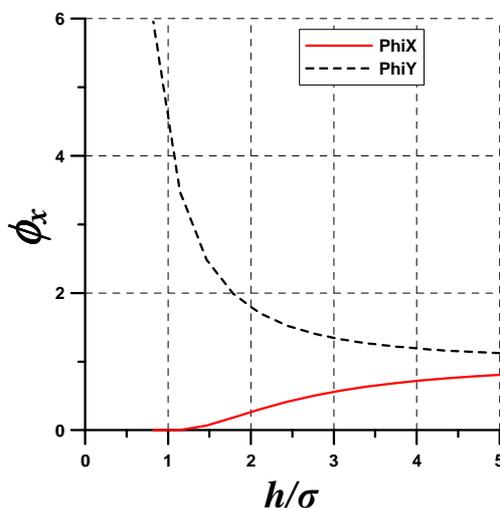


Figure 2.22 : Variation des facteurs  $\phi_x$  avec le rapport  $h/\sigma$  pour la surface "sinseuil"

Suite aux études menées dans ce paragraphe quelques conclusions peuvent être tirées :

un nombre minimum de 20 points par motifs de rugosité est nécessaire pour une bonne approximation des facteurs d'écoulement ; si la surface a plusieurs motifs de longueurs d'onde différentes, le nombre minimum de 20 points doit s'appliquer au motif de haute fréquence,

si le nombre de motifs de la surface de contrôle est entier, au minimum 5 motifs doivent être inclus dans le volume de contrôle ; si la surface a plusieurs motifs de longueurs d'onde différentes, un nombre minimum de 5 motifs doit s'appliquer au motif de basse fréquence (1 seul si le nombre de points correspond à la méthode multigrilles),

si le nombre entier de motifs ne peut pas être assuré pour le volume de contrôle, au minimum 30 motifs doivent être considérés ; si la surface a plusieurs motifs de longueurs d'onde différentes, le nombre minimum de 30 motifs doit s'appliquer au motif de basse fréquence,

### 2.5.1.2 Surfaces rugueuses générées numériquement

Même si les surfaces analysées dans le paragraphe précédent nous ont permis de définir quelques critères de choix, elles sont cependant différentes des surfaces rugueuses réelles. Dans ce paragraphe on va essayer de caractériser des surfaces rugueuses issues des algorithmes numériques de génération de la rugosité.

La première surface analysée est représentée dans la figure 2.23. C'est une surface isotrope, avec une distribution gaussienne des hauteurs des aspérités ( $Sku = 3$ ) et avec un paramètre d'aplatissement (skewness)  $Ssk$  très proche de zéro.

Les principaux paramètres de la norme "motifs" sont également calculés (figure 2.23). On peut affirmer que la surface a, dans les deux directions, deux motifs de longueur d'onde différentes : le motif de rugosité, définie par  $R$  et  $AR$  et le motif d'ondulation défini par  $W$  et  $AW$ . On peut aussi affirmer que le premier motif (de haute fréquence) a une amplitude moyenne  $R \approx 2.5\mu m$  plus importante que le deuxième motif (de basse fréquence).

D'après les critères de choix de la surface de contrôle, établis dans le paragraphe précédent, on peut s'attendre à avoir une bonne approximation des coefficients d'écoulement pour un nombre minimum de 30 motifs de haute fréquence et au moins 20 points par motif.

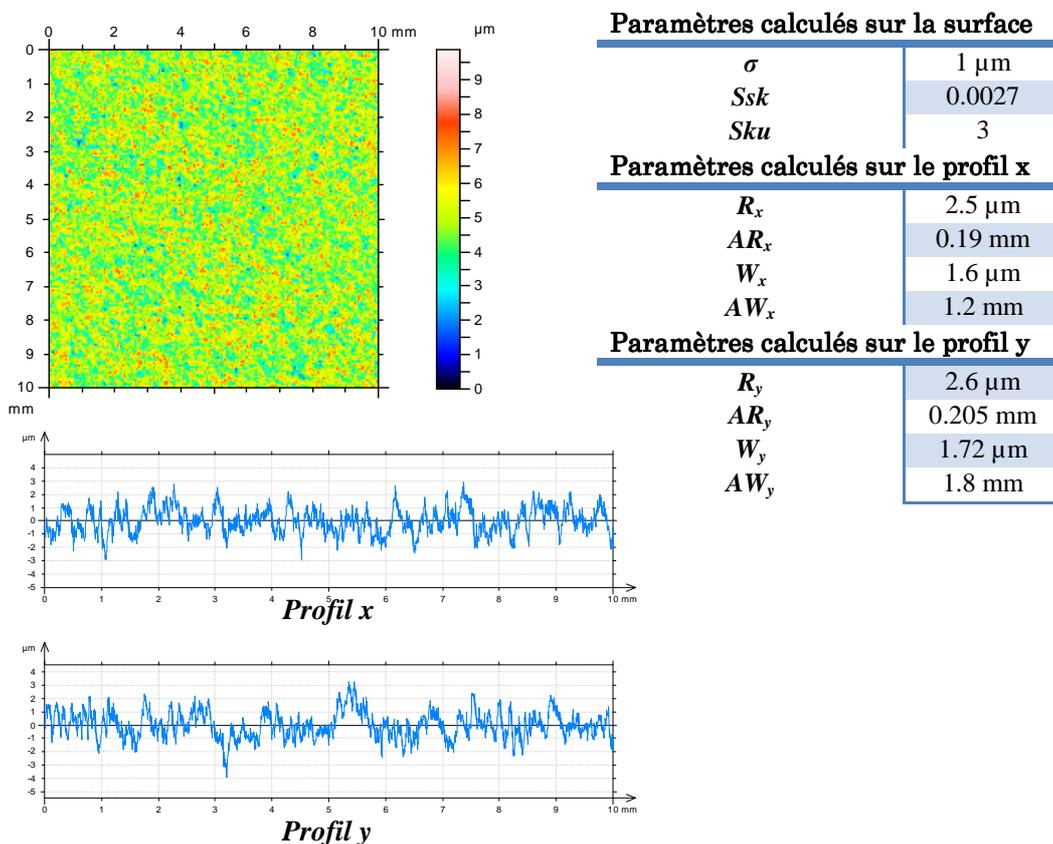
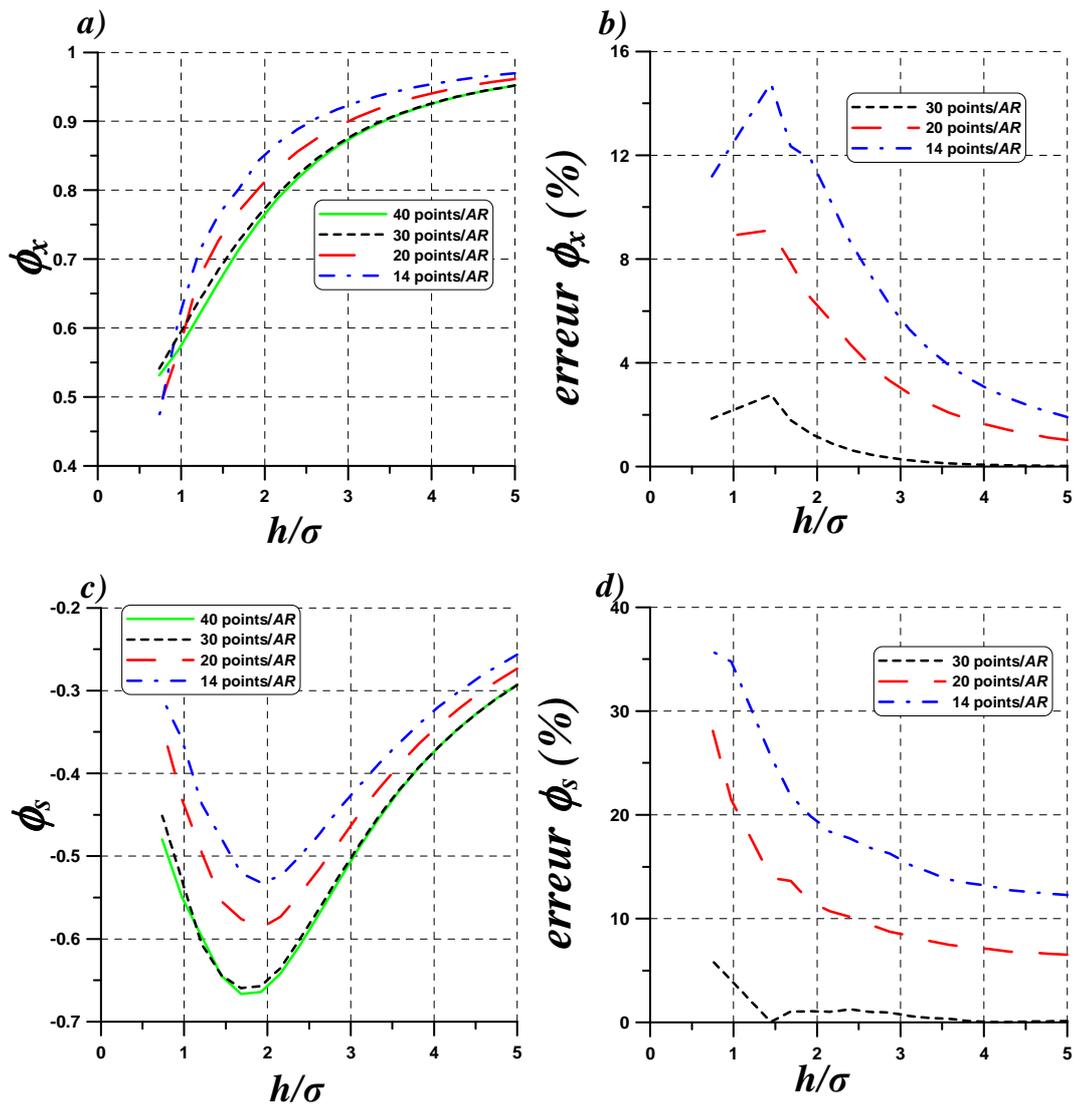


Figure 2.23 : Surface isotrope générée numériquement

La surface initiale a une largeur et une longueur de 10 mm et 2000x2000 points. Pour un  $AR \approx 0.2 mm$  on estime avoir  $\approx 50$  motifs de haute fréquence avec  $\approx 40$  points/motif.

La figure 2.24 montre la variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  pour différentes discrétisations de la surface initiale. Elle montre aussi l'erreur calculée par rapport à la discrétisation initiale, 2000x2000 points, qui est prise comme référence. Le facteur  $\phi_y$  a le même comportement que le facteur  $\phi_x$ .

On peut observer qu'une discrétisation de 20 points/motif introduit déjà une erreur importante sur les deux facteurs. L'analyse du cas à 30 points/ motif nécessite un rééchantillonnage de la surface initiale, qui change légèrement les propriétés ce qui peut générer des erreurs supplémentaires. Cependant, l'erreur reste inférieure à 2%, sauf pour un seul point de calcul.



**Figure 2.24 :** Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  en fonction du nombre de points / motifs pour une surface isotrope générée numériquement

La figure 2.25 montre l'analyse faite pour le nombre de motifs inclus dans la surface de calcul. L'erreur est calculée par rapport à la surface initiale qui contient 50 motifs de haute fréquence, définis par le

paramètre  $AR$ . On observe que même 15 motifs génèrent une erreur inférieure à 2%, ce qu'on considère comme acceptable.

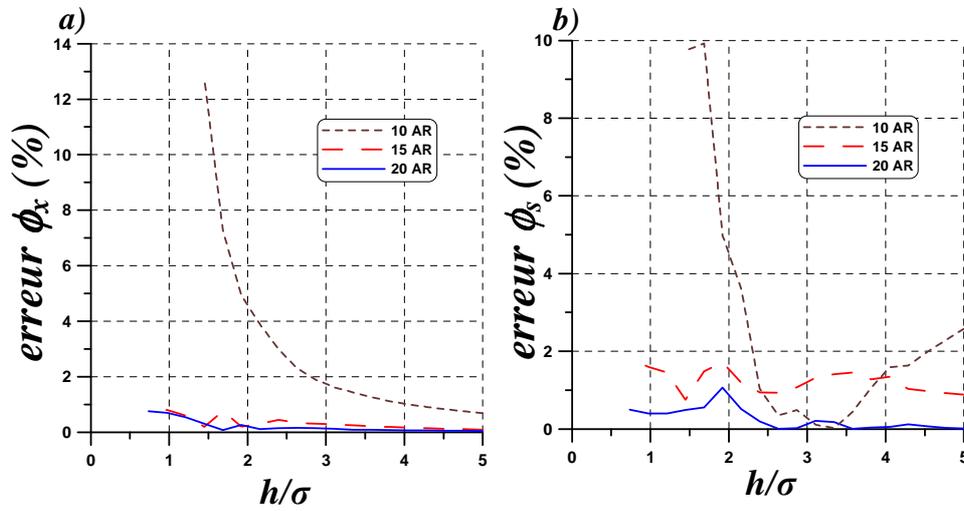


Figure 2.25 : Variation de l'erreur avec la réduction de nombre de motifs pour une surface isotrope générée numériquement

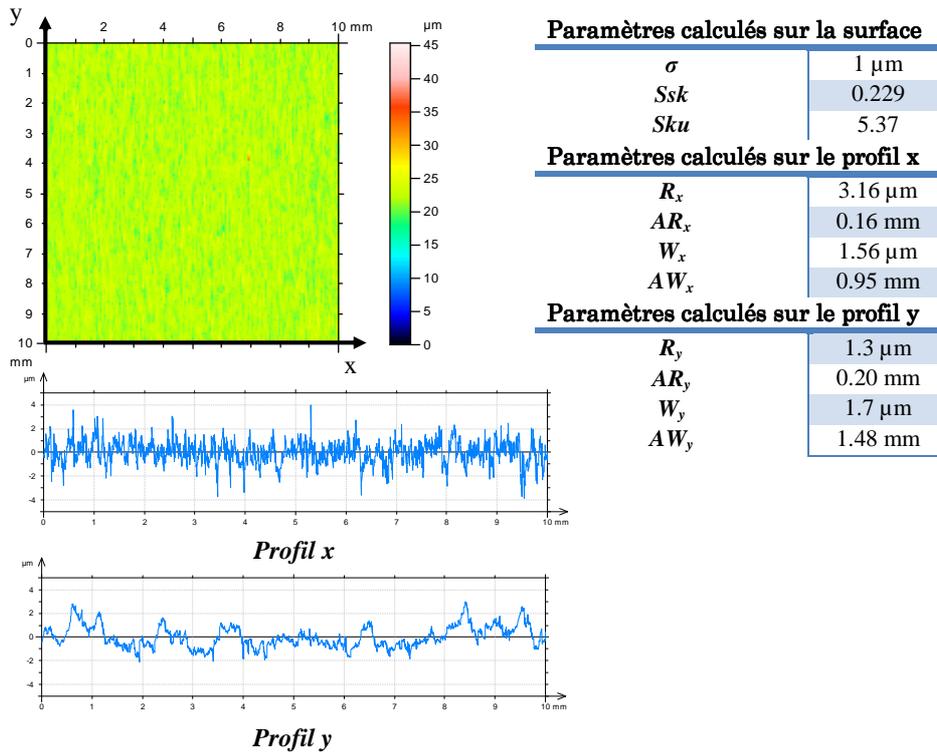


Figure 2.26 : Surface transversale générée numériquement

La figure 2.26 montre la deuxième surface générée numériquement qui est étudiée dans ce paragraphe. C'est une surface qui présente visuellement une anisotropie (rugosité suivant  $y$ ). De plus elle n'a pas une distribution gaussienne mais plutôt une distribution élargie des pics.

En regardant les paramètres de la norme motif, on observe deux motifs de longueur d'onde différents : le motif de rugosité et le motif d'ondulation. L'analyse du nombre de points par longueur d'onde et du nombre de motifs inclus dans le domaine de calcul doit également porter sur le motif de rugosité.

La surface initiale (prise comme référence dans le calcul des erreurs) comporte approximativement 62 motifs de rugosité avec 32 points par motif. L'étude du nombre de points par motif de rugosité montre (comme pour la surface précédente) qu'une réduction de la discrétisation conduit à des erreurs qui dépassent les 10% pour des épaisseurs moyennes plus petites que  $2\sigma$ .

La figure 2.27 présente l'erreur générée par la réduction du nombre de motifs. Il s'avère que l'erreur est inférieure à 2% seulement si le nombre de motifs est plus grand que 36.

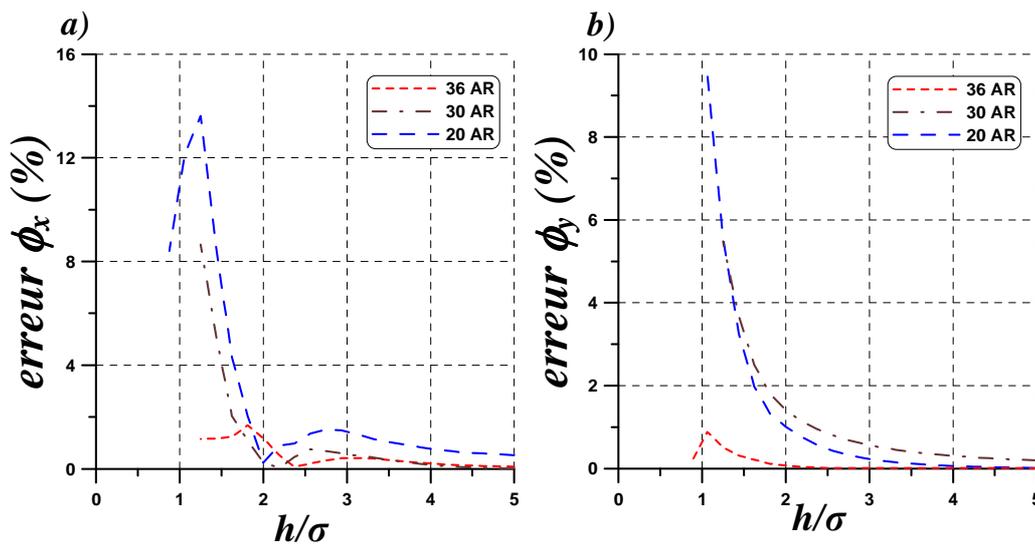


Figure 2.27 : Variation de l'erreur avec la réduction de nombre de motifs pour une surface non-isotrope avec un paramètre d'aplatissement légèrement positif

La figure 2.28 montre le champ de pression obtenu à  $h/\sigma = 1.5$  pour le calcul du facteur  $\phi_x$  sur la surface initiale (62 motifs) et sur une surface qui contient 20 motifs de rugosité. L'influence des zones de contact sur l'écoulement, et implicitement sur le champ de pression, est davantage augmentée avec la réduction du nombre de motifs. Cet effet, ou la représentativité du positionnement sur la surface peuvent expliquer les erreurs importantes générées par la réduction du nombre de motifs à des épaisseurs moyennes inférieures à  $2\sigma$ . Malheureusement, à ce stade de l'étude on n'est pas en mesure d'affirmer si les erreurs sont dues à un effet de position ou du nombre des points sur la surface d'étude, mais on va y revenir d'une façon plus détaillée par la suite.

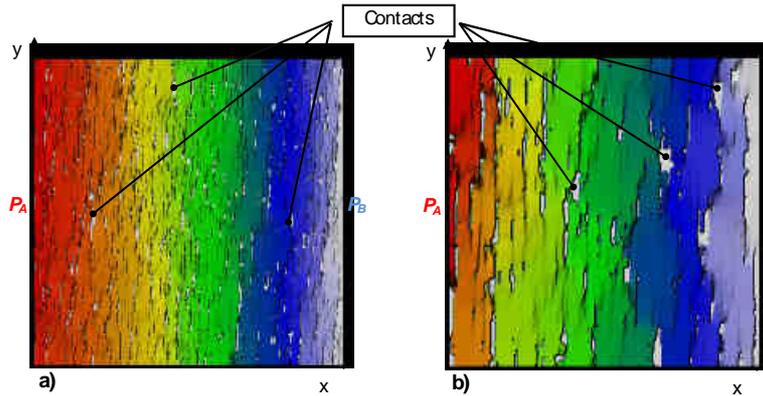


Figure 2.28 : Champ de pression obtenue à  $h/\sigma = 1.5$  pour le calcul du facteur  $\phi_x$  : a) surface avec 62 motifs de rugosité b) surface avec 20 motifs de rugosité

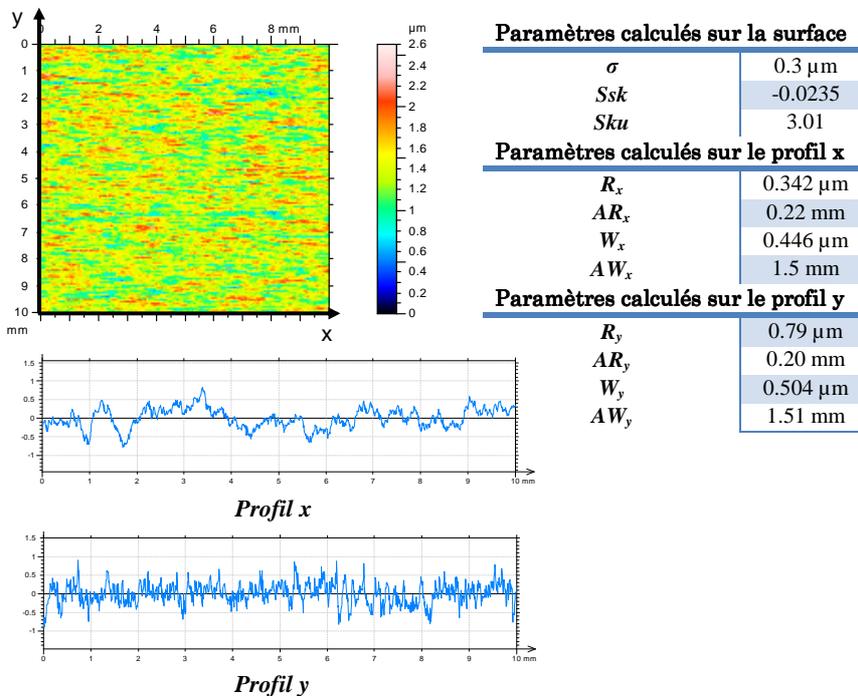
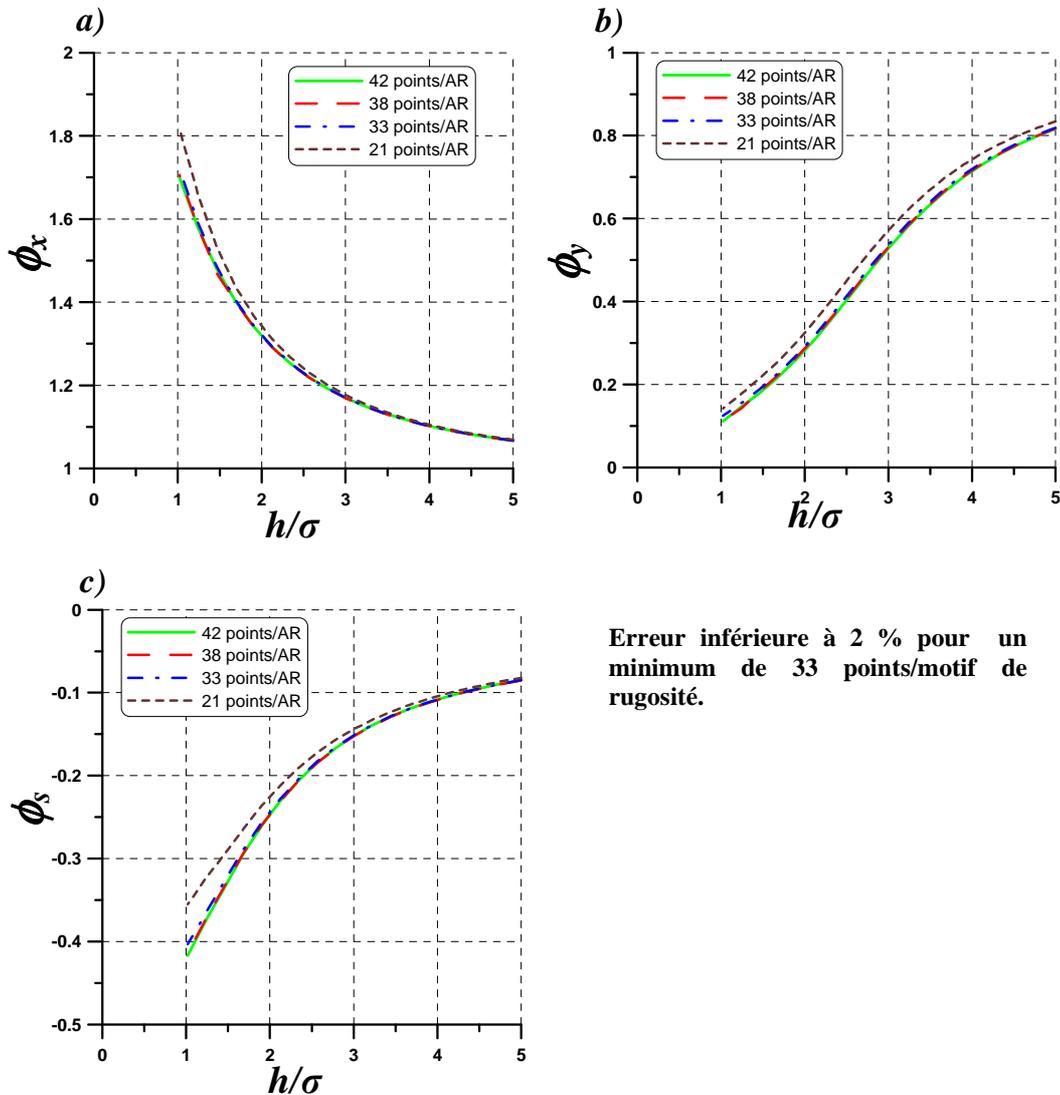


Figure 2.29 : Surface longitudinale générée numériquement

La troisième surface rugueuse analysée dans ce paragraphe est représentée dans la figure 2.29. Il s'agit d'une surface à structure longitudinale avec une distribution gaussienne des pics. La surface contient approximativement 50 motifs de rugosité avec 40 points par motifs.

La figure 2.30 montre la variation des facteurs d'écoulement avec  $h/\sigma$  pour différentes discrétisations. Les erreurs obtenues par rapport à la discrétisation initiale sont inférieures à 2% pour un nombre minimum de 33 points par longueur d'onde. L'étude du nombre de motifs qui doivent être inclus dans la surface de calcul conduit à un nombre minimum de 40 motifs nécessaires pour obtenir

des erreurs inférieures à 2%. C'est d'ailleurs la surface, parmi les surfaces étudiées dans ce paragraphe, qui nécessite le plus grand nombre de motifs. Il faut cependant remarquer que l'erreur calculée est toujours relativement importante pour une épaisseur moyenne inférieure à  $2\sigma$  et que pour 30 motifs inclus dans la surface de calcul l'erreur maximale ne dépasse pas les 8%.



**Figure 2.30 :** Variation des facteurs d'écoulement avec  $h/\sigma$  pour différentes discrétisations

Dans le tableau 2.1 on peut voir une synthèse des résultats obtenus en ce qui concerne l'étude du nombre minimum de points de discrétisation par motif de rugosité. Dans un premier temps, on peut considérer que l'erreur acceptable doit être inférieure à 2%. Cela nous conduit à un nombre de 30 à 36 points par motif. Si le critère de choix porte sur une erreur acceptable inférieure seulement à 10%, la discrétisation du domaine peut être réduite jusqu'à 20 points par motif de rugosité. Le tableau 2.2 montre les résultats obtenus pour le nombre de motifs à inclure dans le domaine de calcul. On propose deux critères de choix : une erreur maximale inférieure à 2%, respectivement 10%. Il faut également

rappeler que l'erreur devient significative pour des épaisseurs moyennes inférieures à  $2\sigma$ , quand le nombre de points en contact est important.

Nombre minimum de points par motif de rugosité						
Surfaces	pour une erreur < 2 %			pour une erreur < 10 %		
	$\varphi_x$	$\varphi_y$	$\varphi_s$	$\varphi_x$	$\varphi_y$	$\varphi_s$
isotrope	30	30	30	30	30	30
transversale	36	20	36	20	20	20
longitudinale	33	33	33	21	21	21

Tableau 2.1 : Etude sur le nombre minimum de points par motifs de rugosité à inclure dans la surface d'étude

Nombre minimum de motifs de rugosité						
Surfaces	pour une erreur < 2 %			pour une erreur < 10 %		
	$\varphi_x$	$\varphi_y$	$\varphi_s$	$\varphi_x$	$\varphi_y$	$\varphi_s$
isotrope	15	15	15	15	15	15
transversale	36	36	36	30	30	30
longitudinale	40	40	40	33	33	33

Tableau 2.2 : Etude sur le nombre minimum de motifs de rugosité à inclure dans la surface d'étude

### 2.5.2 Calcul des directions principales

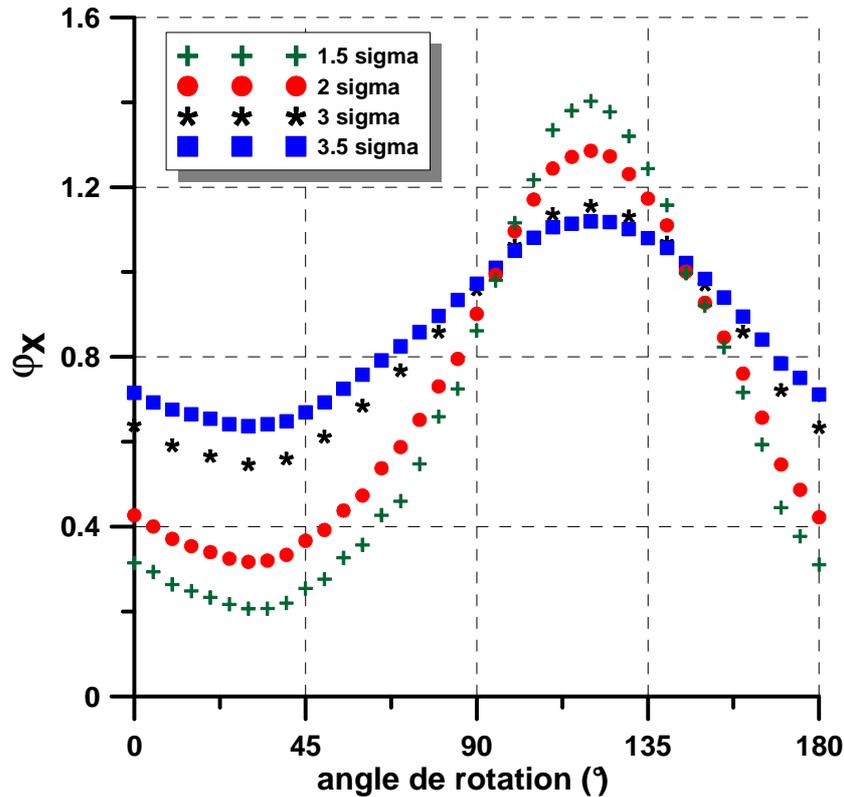
Comme nous l'avons déjà évoqué dans le paragraphe 2.3.2, on définit comme direction principale d'une surface, la direction pour laquelle le facteur  $\phi_x$  atteint sa valeur maximale. Cela représente en réalité la direction dans laquelle l'écoulement de Poiseuille entre les rugosités se fait le plus facilement possible. Par exemple, pour une surface longitudinale l'angle de la direction principale est égal à  $0^\circ$ . Une surface transversale a une direction principale située à  $90^\circ$ .

Pour calculer la direction principale d'une surface de contrôle, on applique des rotations successives à la surface initiale, entre  $0^\circ$  et  $180^\circ$ , en calculant pour chaque angle le facteur  $\phi_x$  correspondant. Finalement on peut approcher la variation du facteur avec l'angle de rotation avec l'équation 2.65 :

$$f(\alpha) = a_0 + a_1 \sin(2\alpha) + a_2 \cos(2\alpha) \quad (2.65)$$

La direction principale correspond à l'angle  $\alpha$  qui minimise l'erreur quadratique par rapport à la fonction  $f(\alpha)$ .

Une étude concernant le calcul des directions préférentielles à différentes épaisseurs de film a été réalisée. Cette étude a pour but de définir une épaisseur de film optimale pour un calcul des directions principales de la surface d'étude. Plusieurs calculs ont été réalisés, sur la même surface et en respectant les démarches décrites ci-dessus, pour différentes épaisseurs de film, égales à :  $3.5\sigma$ ,  $3\sigma$ ,  $2\sigma$  et  $1.5\sigma$ .



**Figure 2.31** : Calcul des directions préférentielles de la surface, pour différentes épaisseurs de film

On peut remarquer que les différences obtenues entre les calculs réalisés à différents épaisseurs de film sont inférieures à  $1^\circ$ . La différence la plus importante se trouve entre les résultats obtenus pour l'épaisseur la plus grande  $3.5\sigma$  et ceux obtenus pour l'épaisseur la plus petite  $1.5\sigma$ . Cependant cette différence ne dépasse pas les  $2^\circ$ . Les résultats obtenus nous permettent de conclure que les calculs de direction principale réalisés à une épaisseur de film comprise entre  $2\sigma$  et  $3\sigma$  sont tout à fait cohérentes. L'ensemble des calculs de direction préférentielle de surfaces, qui suivent, sont réalisés à une épaisseur de film égale à  $2\sigma$

La figure 2.32 montre la variation du facteur  $\phi_x$  avec l'angle de rotation pour les deux surfaces (transversale et longitudinale) étudiées dans le paragraphe précédent. On observe que pour la surface transversale nous avons effectivement obtenu une direction principale à  $90^\circ$  et pour la surface longitudinale la direction principale est à  $0^\circ$ .

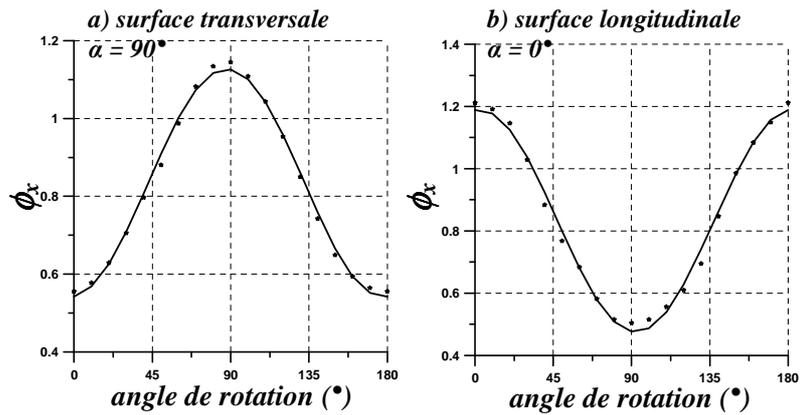


Figure 2.32 : Calcul des directions principales pour a) une surface transversale et b) une surface longitudinale

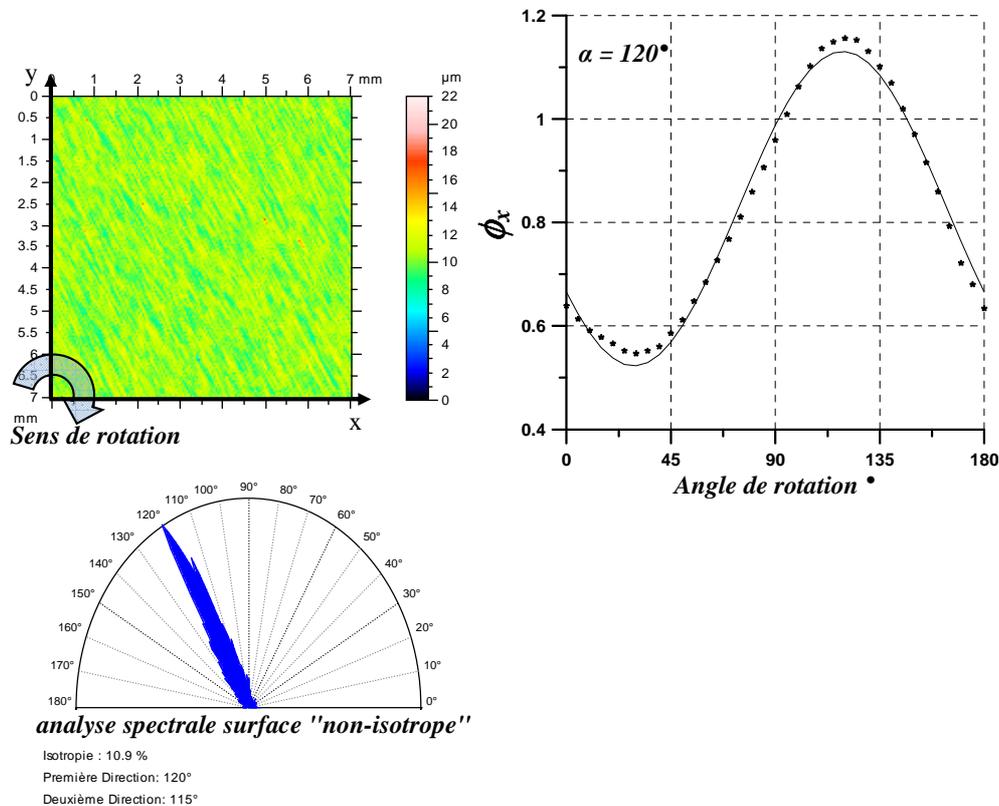


Figure 2.33 : Calcul de la direction principale pour une surface non – transversale et non-longitudinale

Afin de vérifier la procédure, une surface avec une direction principale à  $120^\circ$  a été créée et analysée. La figure 2.33 montre la surface créée à partir de la surface représentée dans la figure 2.25 à laquelle on a appliqué une rotation de  $30^\circ$  dans le sens trigonométrique. Le facteur maximal est calculé pour un angle de  $120^\circ$ , ce qui correspond à une rotation de  $120^\circ$  dans le sens horaire.

En ce qui concerne le nombre de points par motif de rugosité et le nombre de motifs de rugosité inclus dans la surface de calcul, nous avons considéré qu'on peut appliquer les mêmes critères définis à la fin du paragraphe précédent. Cependant, pour pouvoir faire les rotations successives la surface de contrôle initiale doit être de 1.42 fois plus grande que la surface de calcul.

Il est également intéressant d'analyser la surface de la figure 2.23. C'est une surface que nous avons appelée isotrope parce qu'elle n'a pas, à première vue, une direction principale. Il est cependant surprenant de regarder les résultats de la figure 2.34.

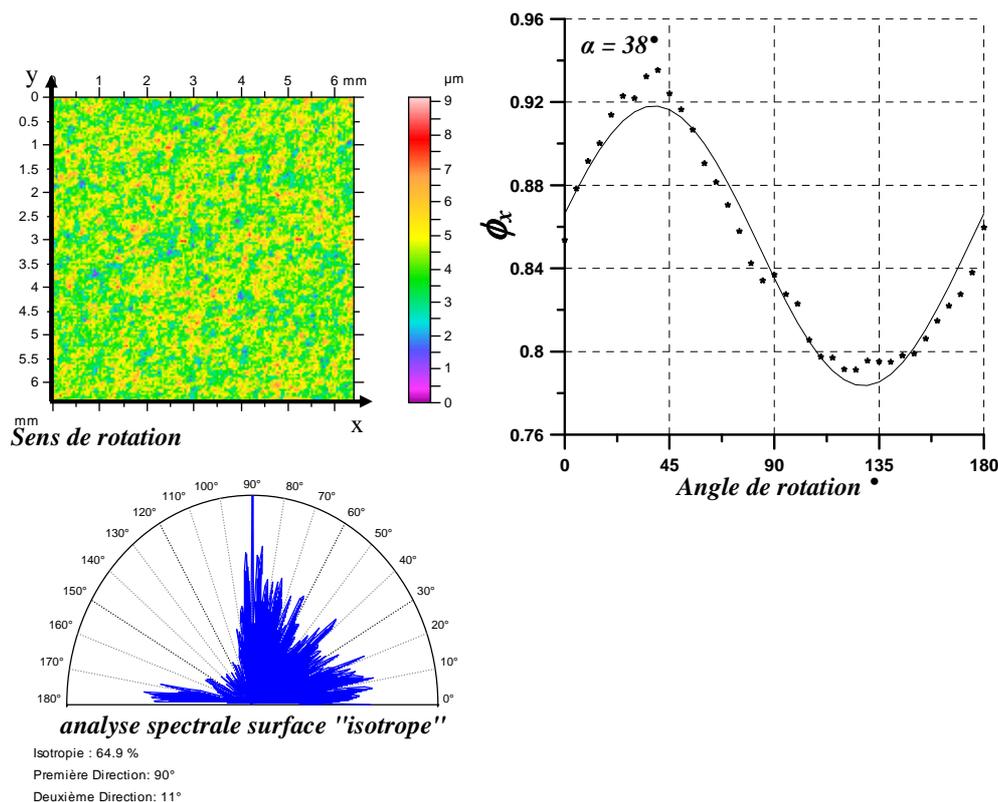


Figure 2.34 : Calcul de la direction principale et analyse spectrale pour une surface dite "isotrope"

On peut observer qu'une direction principale a été trouvée pour un angle de rotation de 38°. La figure 2.34 montre aussi une comparaison avec l'analyse spectrale de cette surface. On observe que pour des surfaces à anisotropie faible, l'analyse spectrale n'est pas la meilleure méthode de caractérisation des directions principales de l'écoulement. En même temps, pour une surface à forte anisotropie, elle donne les mêmes résultats que la méthode que nous proposons, dans ce paragraphe.

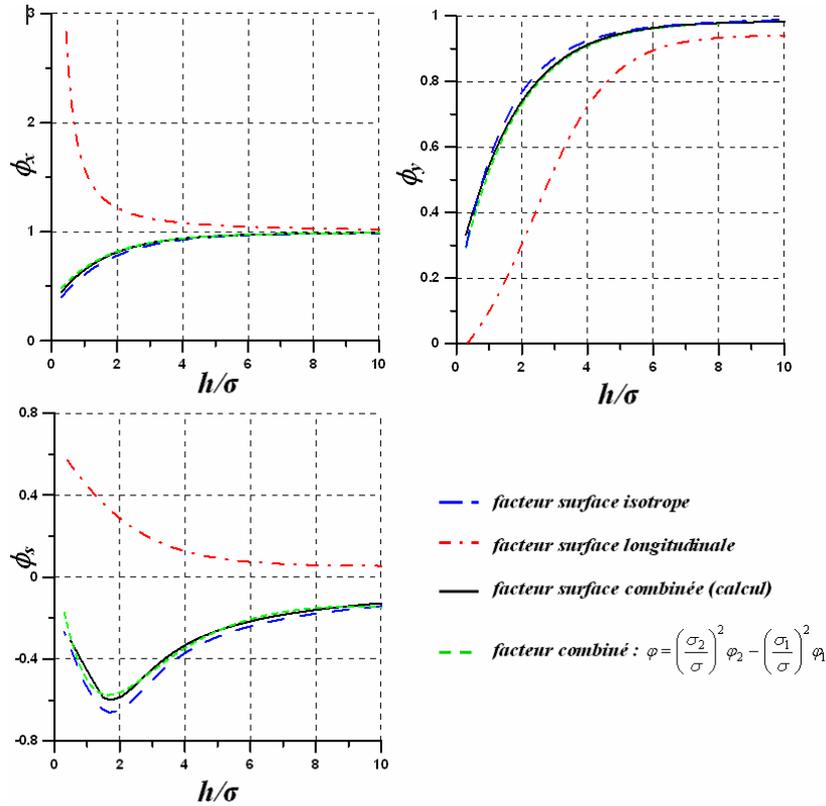
### 2.5.3 Analyse de la combinaison de deux surfaces rugueuses

Toutes les simulations numériques présentées dans les paragraphes précédents ont été faites pour analyser une seule surface rugueuse. Dans ce paragraphe on va essayer d'étendre l'analyse à une combinaison de deux surfaces rugueuses. Deux questions importantes se posent : 1) est-ce qu'on peut

caractériser une combinaison de deux surfaces à partir des facteurs d'écoulement calculés indépendamment sur chaque surface et 2) quelle est la dispersion des différents facteurs pour des combinaisons de deux surfaces, en variant leur position spatiale en x et y.

### 2.5.3.1 Combinaison des facteurs

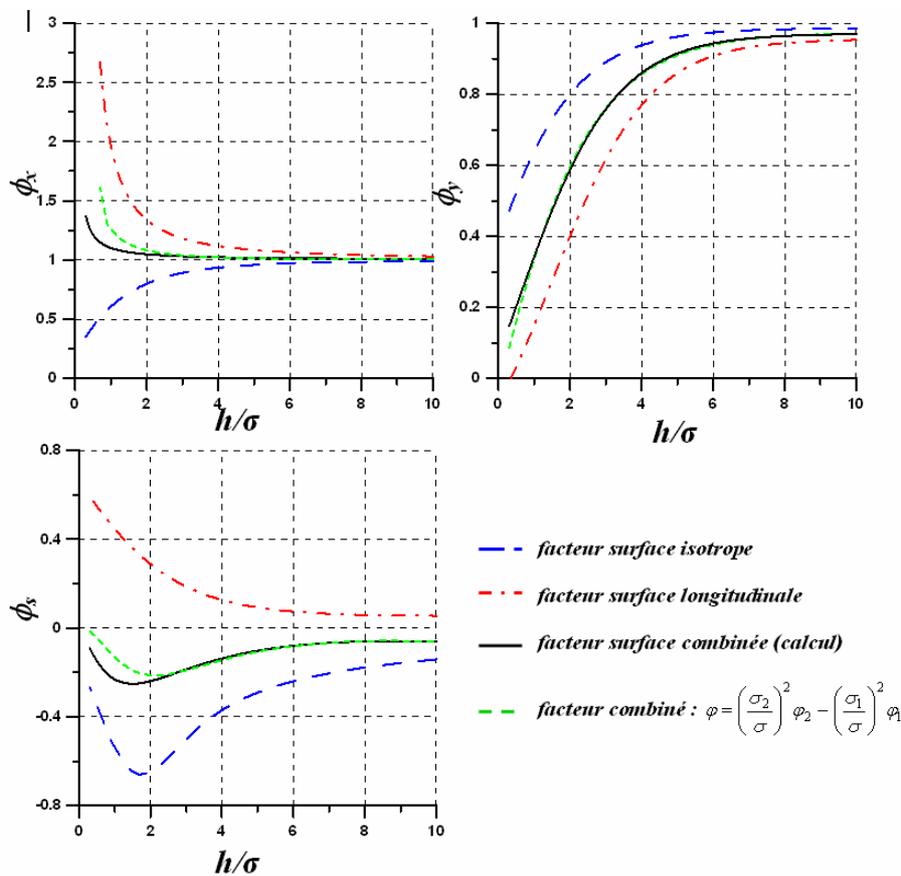
Les premiers calculs portent sur une combinaison d'une surface longitudinale (figure 2.29) et d'une surface isotrope (figure 2.23). En regardant les tableaux 2.1 et 2.2, on observe que pour la surface longitudinale il faut inclure 40 motifs de rugosité avec 33 points/ motifs. Cela conduit à une surface de 8 x 8 mm avec 1281 x 1281 points. Pour la surface isotrope le même raisonnement conduit à une surface de contrôle de 2.85 x 2.45 mm avec 450 x 450 points dans les deux directions. Afin d'être cohérent dans notre raisonnement, on va choisir une combinaison de deux surfaces qui ont la même dimension et discrétisation, celle de la surface longitudinale, c'est-à-dire surface plus grande, discrétisation plus fine.



**Figure 2.35 :** Etude des facteurs d'écoulement pour une combinaison entre une surface longitudinale et une surface isotrope avec une amplitude supérieure des rugosités

La figure 2.35 montre la variation des trois facteurs d'écoulement pour les deux surfaces étudiées séparément et pour la combinaison de deux surfaces. Il faut remarquer que l'amplitude des rugosités pour la surface isotrope ( $R_{isotrope} = 2.5 \mu\text{m}$ ) est plus grande que l'amplitude des rugosités pour la

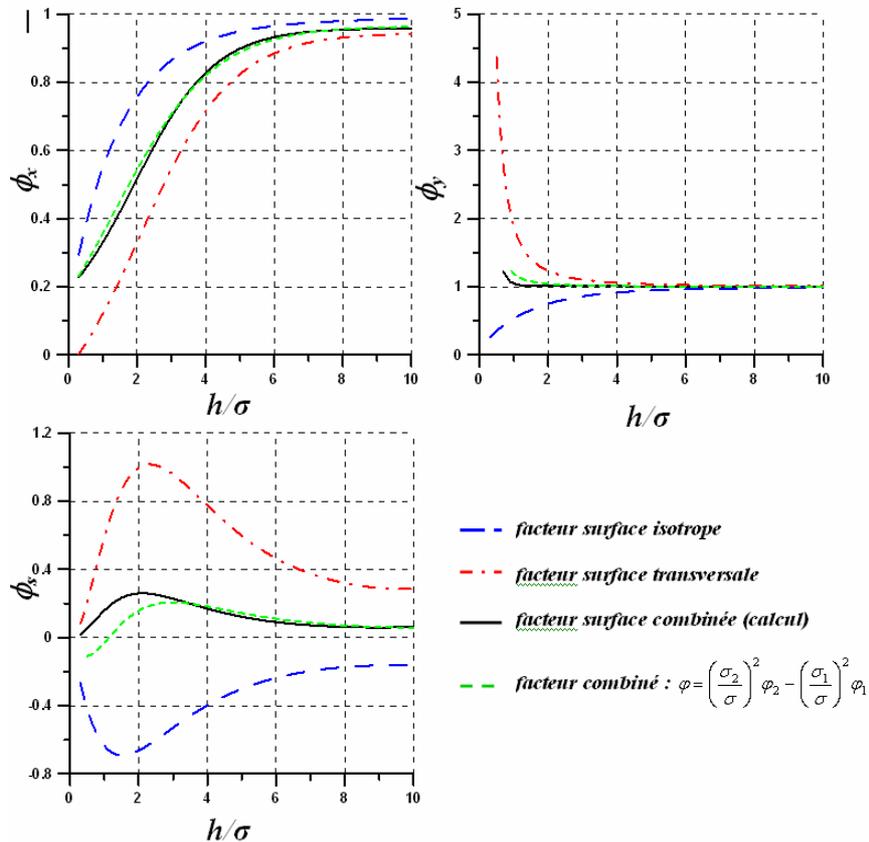
surface longitudinale ( $R_{longitudinale} = 0.8 \mu\text{m}$ ). Afin de comprendre la variation du facteur  $\phi_s$  on doit préciser que la surface isotrope est considérée la surface numéro 2 qui se déplace avec la vitesse  $U_2$ . Toujours dans la figure 2.35 nous avons représenté un facteur calculé en combinant les facteurs calculés séparément pour les deux surfaces (équation 2.59). On peut observer que les différences entre les facteurs calculés à partir de la combinaison de deux surfaces et les facteurs calculés en utilisant l'équation 2.59 sont très faibles. De même, on remarque que la variation des facteurs pour la combinaison des deux surfaces est très proche de la variation des facteurs calculés sur la surface isotrope. Cela s'explique par le fait que l'amplitude des rugosités sur la surface isotrope est plus grande que sur la surface longitudinale. Il est ensuite intéressant d'analyser une combinaison de deux surfaces qui ont presque la même amplitude des aspérités.



**Figure 2.36 :** Etude des facteurs d'écoulement pour une combinaison entre une surface longitudinale et une surface isotrope avec des amplitudes de rugosités de même ordre de grandeur

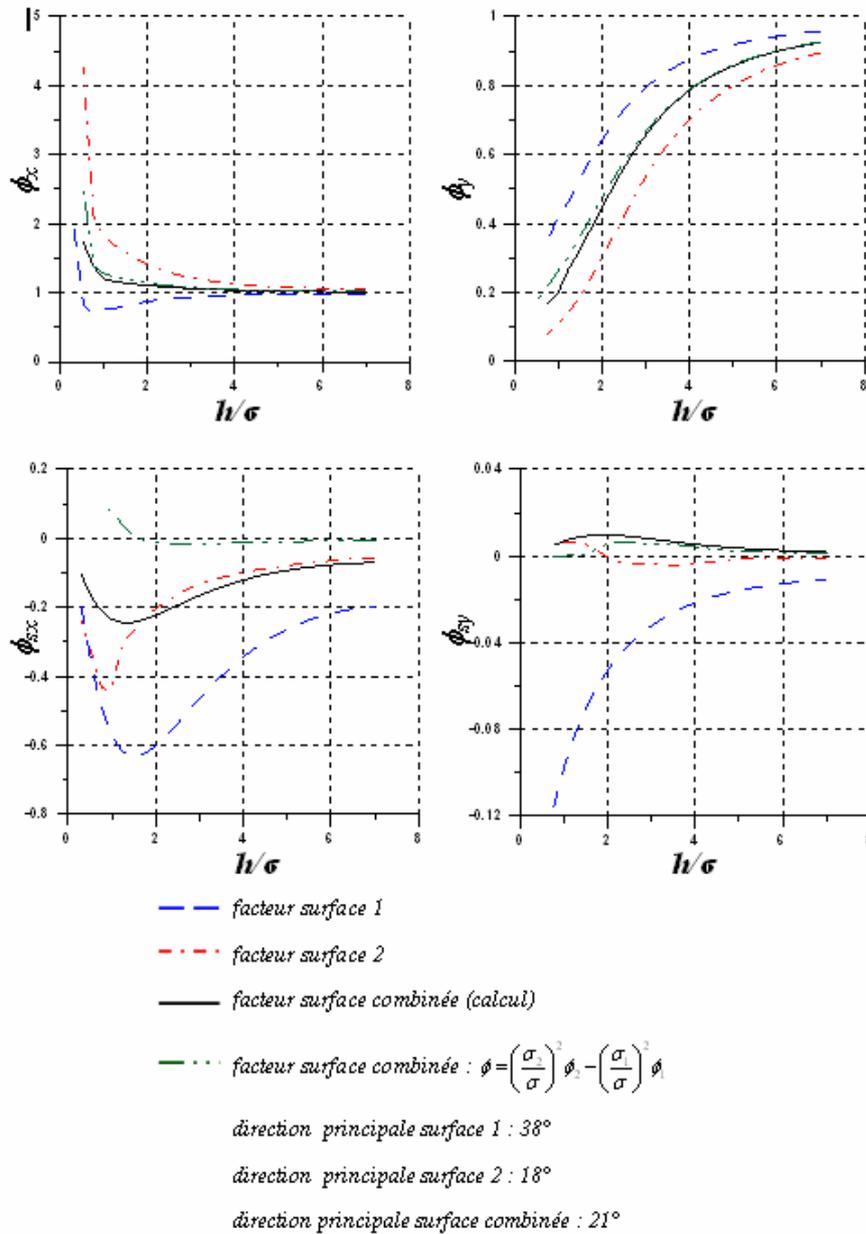
La figure 2.36 montre une étude faite sur la même surface isotrope combinée avec une surface longitudinale pour laquelle la rugosité a le même ordre de grandeur que celle de la surface isotrope (on utilise la surface représentée dans la figure 2.26, à laquelle on applique une rotation de  $90^\circ$ ). Si la variation des facteurs calculés indépendamment sur chaque surface ressemble beaucoup au calcul précédent, les facteurs calculés sur la surface combinée sont différents. D'ailleurs, on observe que la combinaison des facteurs avec l'équation 2.59 génère des erreurs importantes pour  $h/\sigma$  inférieur à 2.

La figure 2.37 montre le même type d'analyse cette fois pour la combinaison de la même surface isotrope et une surface transversale (représenté dans la figure 2.26). L'amplitude des rugosités pour les deux surfaces est du même ordre de grandeur. On observe aussi des erreurs importantes pour les facteurs combinés à partir des calculs indépendants, quand  $h/\sigma$  est inférieur à 2.



**Figure 2.37 :** Etude des facteurs d'écoulement pour une combinaison entre une surface transversale et une surface isotrope avec des amplitudes de rugosités de même ordre de grandeur

On peut donc affirmer que la combinaison des facteurs à partir des calculs indépendants sur deux surfaces rugueuses introduit des erreurs non négligeables ce qui impose un calcul des facteurs pour chaque combinaison de deux surfaces. Cela est encore plus vrai dans le cas où les deux surfaces ont des directions principales différentes. La figure 2.38 montre le même type d'analyse que sur les figures précédentes, pour une combinaison entre une surface avec une direction principale à  $38^\circ$  et une surface avec une direction principale à  $18^\circ$ . Pour combiner les facteurs obtenus séparément sur les deux surfaces il faut tenir compte d'une part des deux directions principales et d'autre part des paramètres de rugosité, ce qui est très difficile et certainement pas généralisable.



**Figure 2.38 :** Etude des facteurs d'écoulement pour une combinaison de deux surfaces rugueuses à directions principales différentes

### 2.5.3.2 Dispersion des facteurs en fonction de la combinaison spatiale

La figure 2.39 montre la dispersion des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  pour une combinaison entre une surface isotrope et une surface longitudinale. En réalité c'est la même combinaison de surfaces que celle présentée dans la figure 2.35. Les facteurs ont été obtenus par un déplacement en  $x$  et en  $y$  d'une des deux surfaces quand l'autre reste immobile, pour un rapport  $h/\sigma = 1.5$ . On observe que localement, l'erreur par rapport à la valeur moyenne du facteur peut atteindre jusqu'à 20%. Cependant, 95% des facteurs calculés sont à  $\pm 5\%$  de la valeur moyenne.

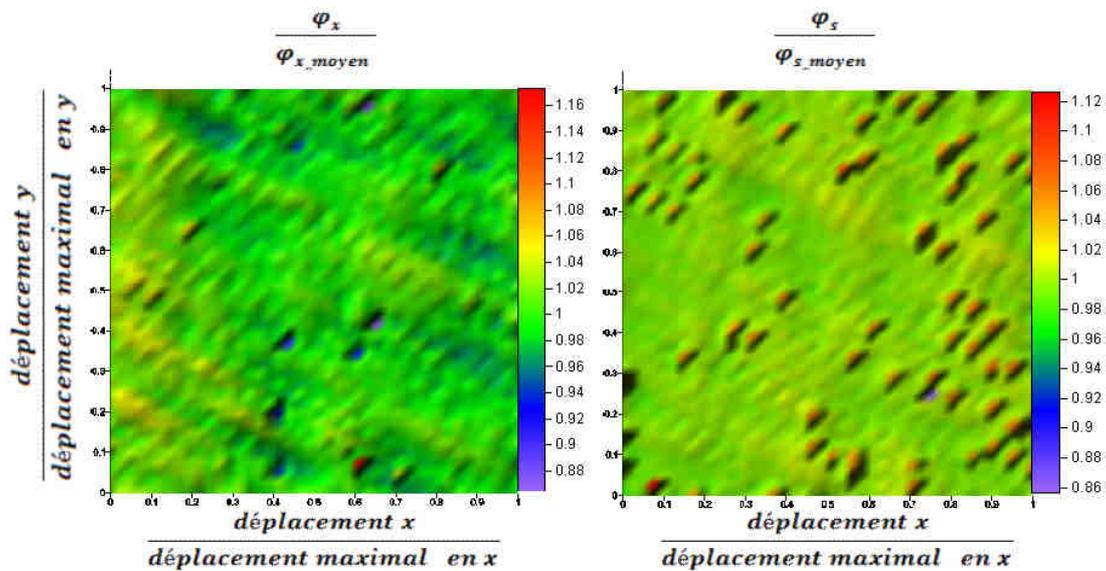


Figure 2.39 : Dispersion des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  pour différentes combinaisons spatiales de deux surfaces rugueuses

La même analyse a été réalisée pour d'autres combinaisons de deux surfaces rugueuses et pour des  $h/\sigma$  différents. De manière générale le comportement est le même : la dispersion augmente légèrement avec la diminution du rapport  $h/\sigma$  et localement, pour  $h/\sigma < 2$ , on peut obtenir des différences jusqu'à 40% par rapport à la valeur moyenne. Toutefois 95% des facteurs restent à  $\pm 5\%$ . Cette erreur peut être considérée comme une limite du modèle présenté. Normalement pour chaque niveau d'épaisseur moyenne il faut calculer les différents facteurs pour des positions spatiales différentes afin d'obtenir une valeur moyenne. Cela nécessite un temps de calcul considérable qui ne peut pas être acceptable dans un contexte industriel.

#### 2.5.4 Etude des surfaces réelles

Toutes les études paramétriques effectuées dans les paragraphes précédents ont porté sur des surfaces générées numériquement. Il est donc naturel de vérifier si les conclusions que nous avons pu tirer peuvent être appliquées à des surfaces réelles, obtenues à partir de surfométries 3D.

Les surfaces étudiées dans ce paragraphe sont présentées sur la figure 2.40. Celles-ci ont été obtenues suite à des surfométries sur des coussinets neufs, de paliers de bielle.

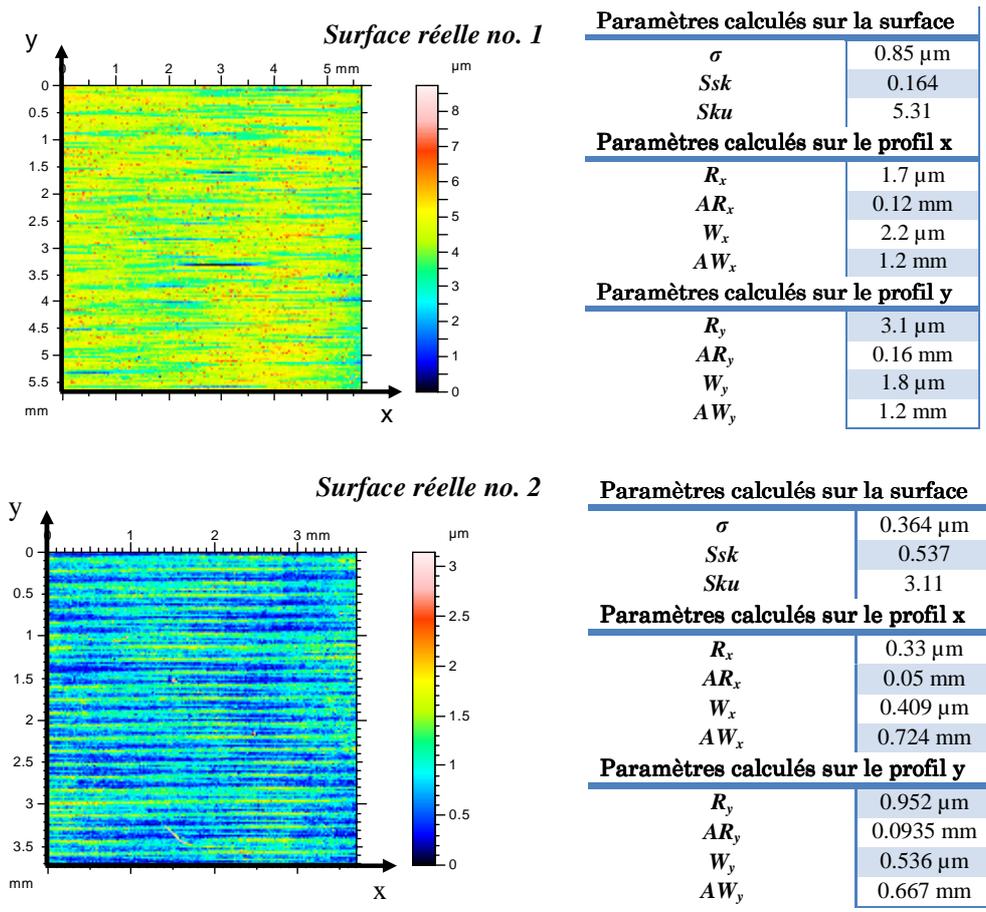


Figure 2.40 : Surfaces réelles, obtenues par surfométrie optique

### 2.5.4.1 Analyse de nombre des points de discrétisation par motif de rugosité et de nombre des motifs

La surface réelle no. 1 a une discrétisation initiale de 40 points par motif de rugosité (1409 x 1409 points). La figure 2.41 montre l'analyse de la variation de nombre de points de discrétisation.

Le calcul effectué pour 31 points par motif nécessite un rééchantillonnage de la surface initiale qui, comme nous l'avons déjà remarqué, peut introduire des erreurs. Cependant on peut conclure que approximativement 30 points par motif de rugosité sont suffisants pour obtenir une bonne approximation des facteurs d'écoulement.

En ce qui concerne les motifs à inclure dans le volume de contrôle, nous avons trouvé qu'un nombre inférieur à 25 motifs induit des erreurs supérieures à 10%.

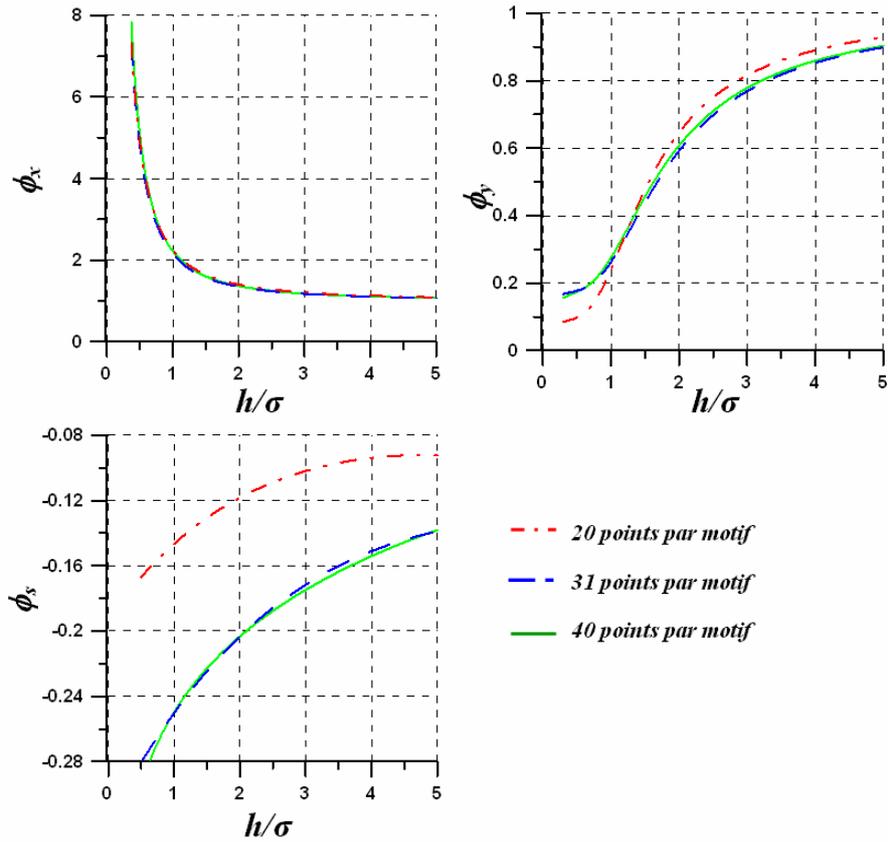


Figure 2.41 : Analyse du nombre de points de discrétisation pour la surface réelle no. 1

La surface réelle no. 2 a une discrétisation initiale de 2049 x 2049 points et un nombre de 76 motifs dans la direction x et 40 motifs dans la direction y. L'analyse du nombre des points par motif montre qu'il faut un minimum de 20 points par motif, dans la direction x et un minimum de 36 points par motif dans la direction y afin d'avoir une erreur inférieure à 3% par rapport à la surface initiale.

La figure 2.42 montre l'analyse de la variation des coefficients d'écoulement en fonction du nombre des motifs, dans les deux directions de la surface.

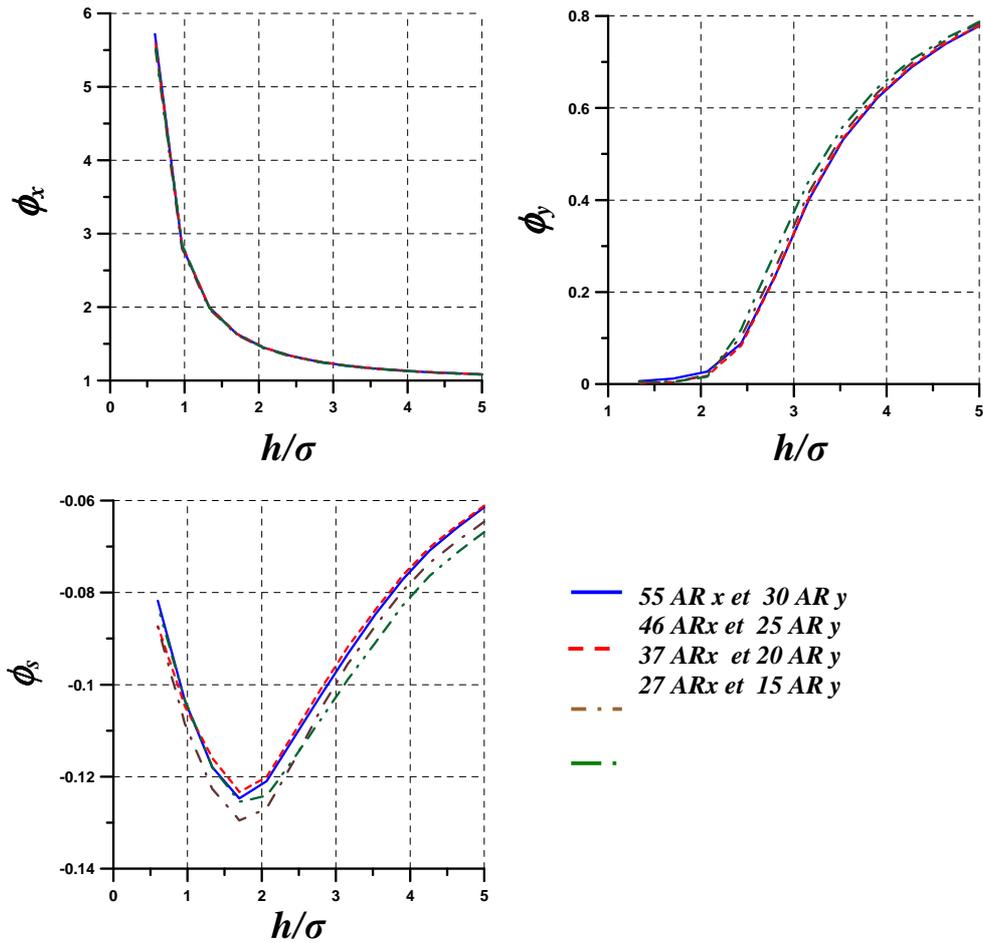


Figure 2.42 : Analyse du nombre des motifs pour la surface réelle no. 2

De façon globale, on peut affirmer qu'un nombre minimum de 46 motifs dans la direction x et de 25 motifs dans la direction y est nécessaire pour avoir une erreur inférieure à 1%. Pour une surface qui comporte un nombre de 37 motifs dans la direction x et 20 motifs dans la direction y, les erreurs obtenues pour les facteurs  $\phi_y$  et  $\phi_s$  dépassent les 5%.

#### 2.5.4.2 Calcul des directions principales

La surface réelle no. 1 est une surface longitudinale avec une direction principale à  $0^\circ$ . Le calcul des directions est présenté sur la figure 2.43. Une comparaison avec la méthode spectrale accompagne les résultats. On observe que la méthode de calcul est très fiable pour cette surface.

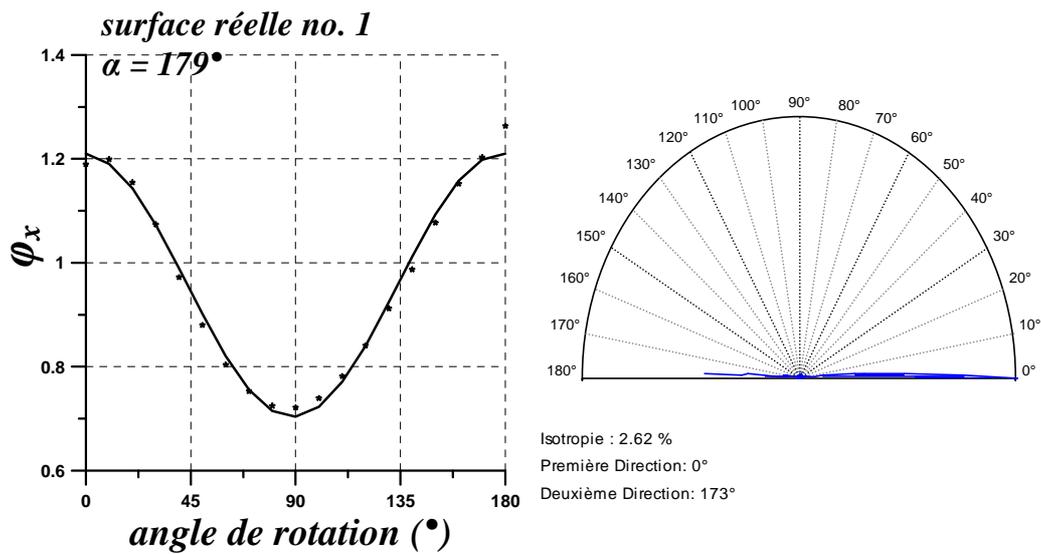


Figure 2.43 : Calcul des directions principales pour la surface réelle no. 1

Le calcul des directions principales pour la surface réelle no. 2 est similaire à celui de la surface réelle no.1 et la direction obtenue se situe également à 0°.

### 2.5.5 Validation de la méthode par comparaison avec des calculs déterministes

Dans ce paragraphe on se propose de comparer les résultats obtenus avec une méthode de calcul déterministe avec ceux obtenus en utilisant la méthode des facteurs d'écoulement, dans le cas d'un contact lubrifié simple. Pour une seule forme de contact, trois configurations de géométries seront étudiées. Ces trois configurations de géométries représentent différentes épaisseurs minimales de film, égales à  $1.8\sigma$ ,  $1.3\sigma$  et  $\sigma$ .

#### Profils des contacts étudiés

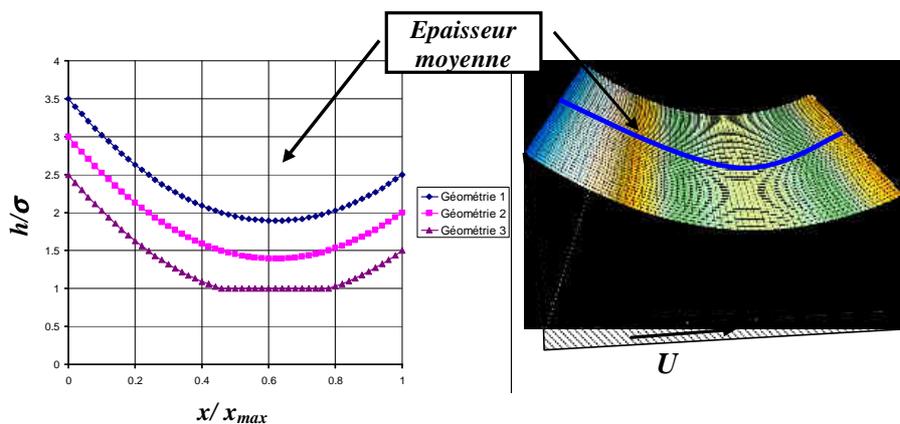
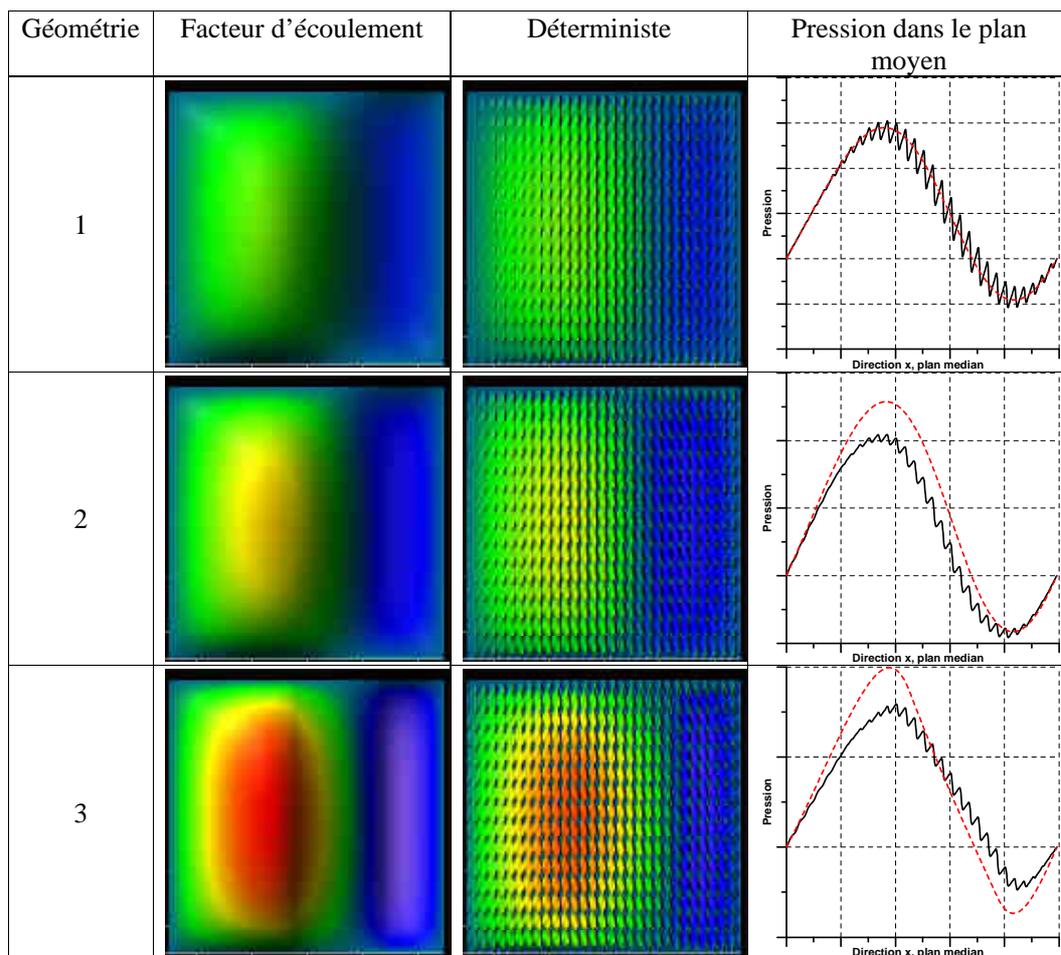


Figure 2.44 : Géométrie de contact, sans rugosités

Comme conditions aux limites on impose une pression nulle sur le bord du contact.

Le premier calcul est effectué pour la surface simple numérique *sindouble*, représentée dans la figure 2.14 c). La figure 2.45 montre la comparaison entre un calcul qui utilise l'équation de Reynolds modifiée et plusieurs calculs déterministes pour la même surface rugueuse pour différentes épaisseurs minimales de film. Les profils de pression dans la direction  $x$  et dans le plan médian du contact sont également représentés.



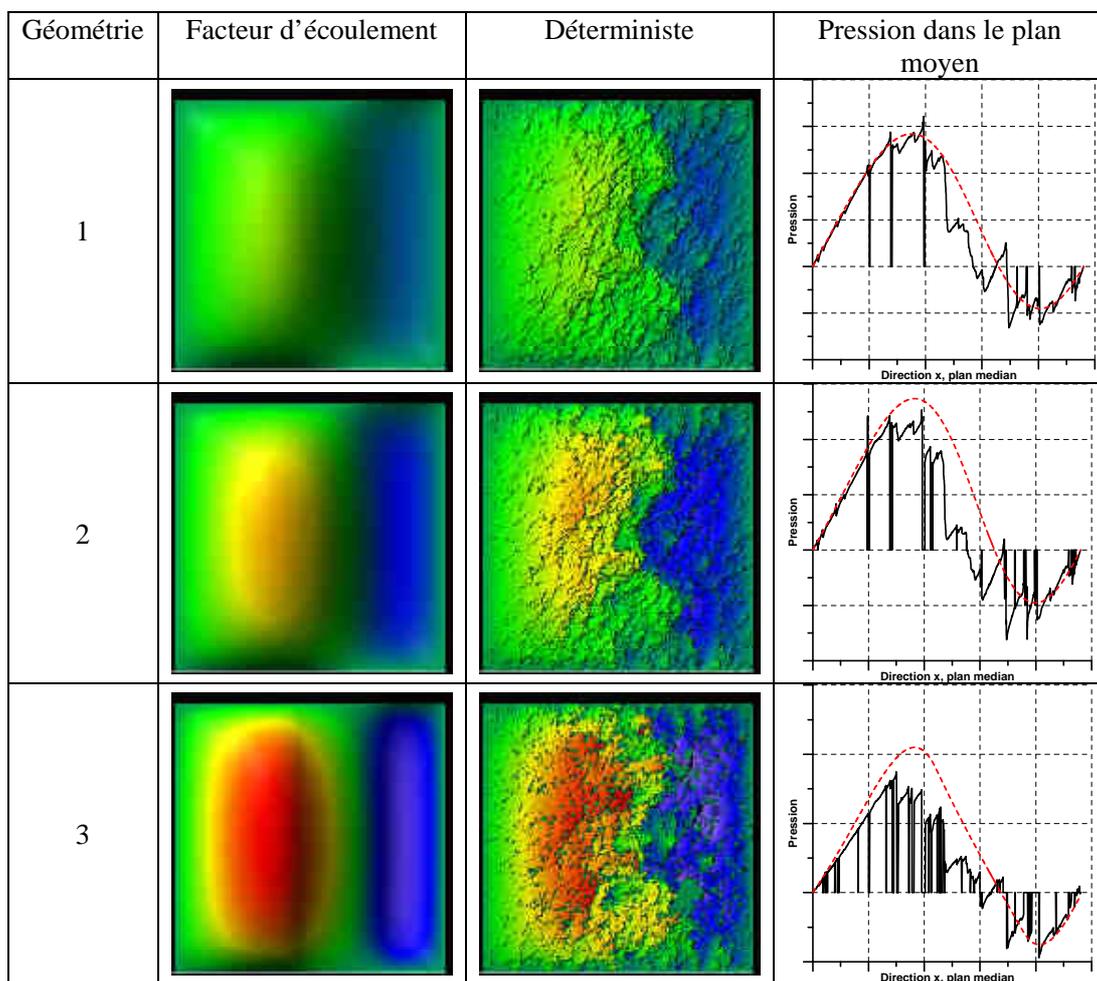
**Figure 2.45 :** Comparaison calcul déterministe (courbe noire) / calcul moyenné (courbe rouge) pour une surface numérique simple (représentée dans la figure 2.14 c))

Pour la première configuration de géométrie, qui correspond à une épaisseur de film égale à  $1.8\sigma$ , les différences entre les deux méthodes de calcul, déterministe et statistique, obtenues sont de l'ordre de 0.6% pour le calcul de la portance et de 0.3% pour le frottement. Le pourcentage des points en contact est de approximativement 1.5%. Les différences obtenues pour la deuxième configuration de géométrie, épaisseur de film minimale égale à  $1.5\sigma$ , sont de 20% pour le frottement et la portance, pour un pourcentage de 7.5% de points en contact. Pour une épaisseur de film minimale égale à  $1\sigma$ ,

les différences obtenues sont de l'ordre de 16%, pour le calcul de la portance et 30% pour le calcul du frottement. Pour cette troisième configuration de géométrie, le pourcentage des points en contact s'élève à 15%.

On peut donc conclure que plus l'épaisseur du film diminue et plus les différences entre les deux approches sont grandes. Ce phénomène peut être expliqué également par l'augmentation du nombre des points en contact.

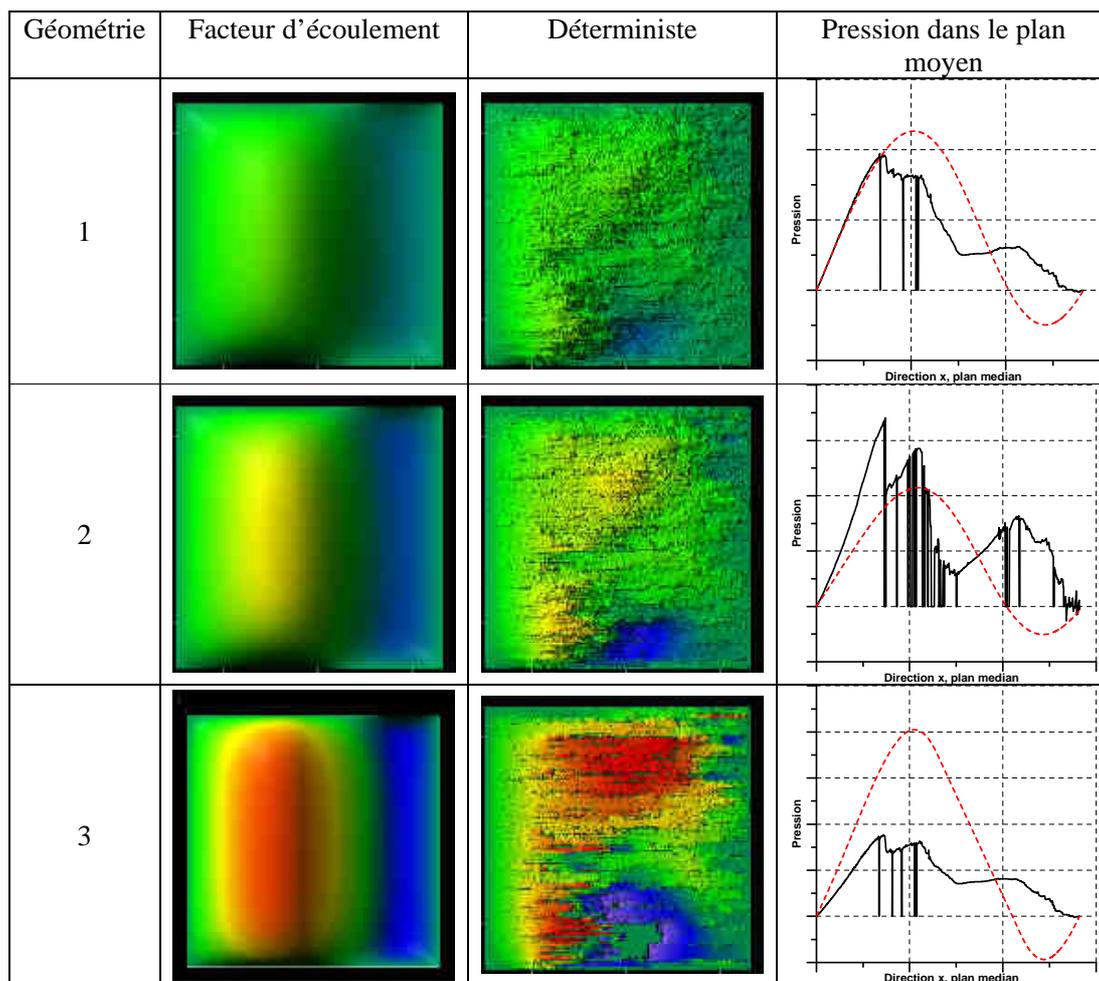
Une deuxième comparaison est réalisée pour une autre surface numérique isotrope, représenté dans la figure 2.23).



**Figure 2.46** : Comparaison calcul déterministe (courbe noire) / calcul moyenné (courbe rouge) pour une surface numérique isotrope (représenté dans la figure 2.23)

Comme pour la surface précédente, on retrouve trois configurations de géométrie distinctes, définies par différentes épaisseurs minimales de film :  $1.8\sigma$  ,  $1.5\sigma$  et  $1\sigma$  . Dans le premier cas, les différences obtenues, entre les deux types de calculs approchés de manière différente, pour un total de 3% de

points en contact, sont de l'ordre de 1% pour le calcul de la portance et de 9% pour le frottement. Dans le deuxième cas les différences sont plus importantes, 14% pour la portance et 23% pour le frottement, ainsi que le nombre des points en contact qui est de 8%. Pour la troisième configuration de géométrie, pour un pourcentage de 17% de points en contact, les différences entre les deux méthodes de calcul de la portance et du frottement sont de l'ordre de 35% et 23%. On en déduit donc que le comportement de cette deuxième surface est similaire à la première.



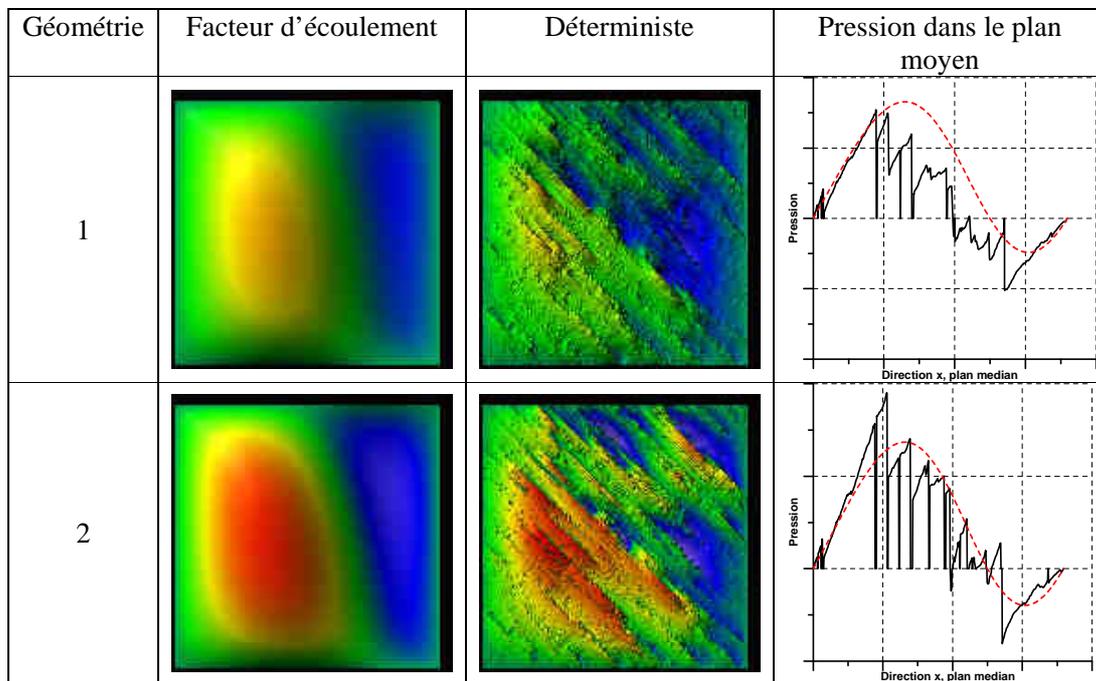
**Figure 2.47 :** Comparaison calcul déterministe (courbe noire) / calcul moyenné (courbe rouge) pour la surface réelle no. 1 (représenté dans la figure 2.39)

Les conclusions obtenues dans le cas des surfaces numériques, conformément auxquelles, plus l'épaisseur de film diminue, plus les différences entre les calculs sont grandes, nous paraissent cohérentes. En complément, nous tenons à présenter également la comparaison entre le calcul déterministe et le calcul moyenné, pour une surface réelle.

Les différences obtenues, pour la première configuration de la surface réelle no. 1, sont de 2.5% pour le calcul de la portance et de 2.2% pour le calcul de la puissance dissipée et cela pour un total de 4%

de points en contact. En diminuant l'épaisseur de film, on arrive dans le cas de la deuxième configuration à des différences de 2% pour la portance et de 0.3% pour la puissance dissipée, pour un total de 5% de points en contact. Finalement, pour la troisième configuration on obtient 2.5% de différence pour le calcul de la portance et 1.5% de différence pour le calcul du frottement, pour un pourcentage de 10% de points en contact.

Il nous a paru important de voir également le comportement d'une surface réelle, qui comporte une direction préférentielle, dans le cas des deux types de calculs approchés par des méthodes différentes. Pour cela, une dernière comparaison entre le calcul déterministe et celui moyenné, pour la surface no. 1, à laquelle une rotation de 45° a été imposée, est présenté.



**Figure 2.48** : Comparaison calcul déterministe (courbe noire) / calcul moyenné (courbe rouge) pour la surface réelle no. 1 avec une direction imposée à 45°

Seules les deux premières configurations sont présentées. Pour la première configuration les différences obtenues sont de 12% pour la portance et de 9% pour la puissance dissipée, pour un total de 4% de points en contact. Pour la deuxième configuration, on obtient 8% de différence pour le calcul de la portance et 2.6% de différence pour le calcul du frottement. Le pourcentage des points en contact est de 8%.

## ***2.6 Conclusions et contexte industriel***

Ce chapitre a été dédié à la modélisation de l'écoulement à faible épaisseur de film et avait comme but la mise au point d'un nouvel outil de calcul des facteurs d'écoulement qui peut être utilisé dans un milieu industriel. En partant du modèle proposé par Patir et Cheng, nous avons proposé une nouvelle définition des facteurs d'écoulement qui prend en compte la direction des textures de surface, ce qui nous permet d'analyser des surfaces réelles rencontrées dans les paliers de moteur thermique.

Le calcul des facteurs d'écoulement nécessite des modélisations déterministes sur des maillages importants, ce qui conduit à des temps de calcul importants. Afin d'aboutir à un outil numérique rapide nous avons choisi d'utiliser la méthode multigrille. Le choix de cette méthode conduit aussi à un petit inconvénient : dû au nombre important de points en contact la convergence est difficile pour des épaisseurs moyennes de film inférieures à  $\sigma$ . Cependant, dans des zones très localisées d'un palier de moteur thermique, l'augmentation des pressions de contact entre les rugosités fait que l'épaisseur atteint rarement ce niveau.

Plusieurs calculs paramétriques nous ont permis de définir des critères de choix pour les surfaces de calcul utilisées pour déterminer les facteurs d'écoulement. On peut même définir une procédure à suivre afin de choisir le volume de contrôle :

dans un premier temps il faut effectuer une profilométrie de la surface à caractériser, dans les directions axiale et circonférentielle du palier;

les deux profils doivent être caractérisés avec la norme motifs de R&W (ISO 12085) afin de déterminer la longueur d'onde des rugosités définie par le paramètre AR ;

pour la discrétisation, il faut ensuite tenir compte de la direction qui a la plus petite longueur d'onde (le plus petit AR) ;

si les facteurs d'écoulement doivent être calculés sur une combinaison de deux surfaces, les deux premières étapes doivent être réalisées pour les deux surfaces et la plus petite longueur d'onde des deux surfaces doit être prise en compte;

si les surfaces à analyser sont des surfaces neuves, qui n'ont pas d'incidents locaux de rugosité, il faut choisir un volume de contrôle qui contient au moins 30 longueurs d'onde avec au moins 25 points par motif. Cela conduit à une surface minimale de 769 x 769 points dans les deux directions (l'utilisation de la méthode multigrille requiert des surfaces avec un nombre de points multiple de 128 augmenté d'un point) ;

Une fois la modélisation de l'écoulement entre les rugosités réalisée, il faut passer à la modélisation du contact entre des surfaces rugueuses, sujet auquel nous avons consacré le chapitre suivant.

# Chapitre 3

## Contact rugueux

### *3.1. Introduction*

Comme cela a été mis en évidence dans les chapitres précédents, nombreuses sont les situations où la lubrification des organes d'un moteur n'est pas purement hydrodynamique et où il est nécessaire de disposer d'un modèle de lubrification mixte, c'est-à-dire un modèle de contact couplé au modèle hydrodynamique du film mince. L'objectif de cette partie est de présenter les modèles de contact retenus.

Les méthodes statistiques utilisées ont les mêmes bases pour tous les modèles.

Le but de ce chapitre est de détailler trois principaux modèles de contact existants, de les comparer afin d'extraire les avantages et les inconvénients de chaque modèle et surtout de voir leurs applications dans l'étude de la lubrification mixte des paliers de moteurs.

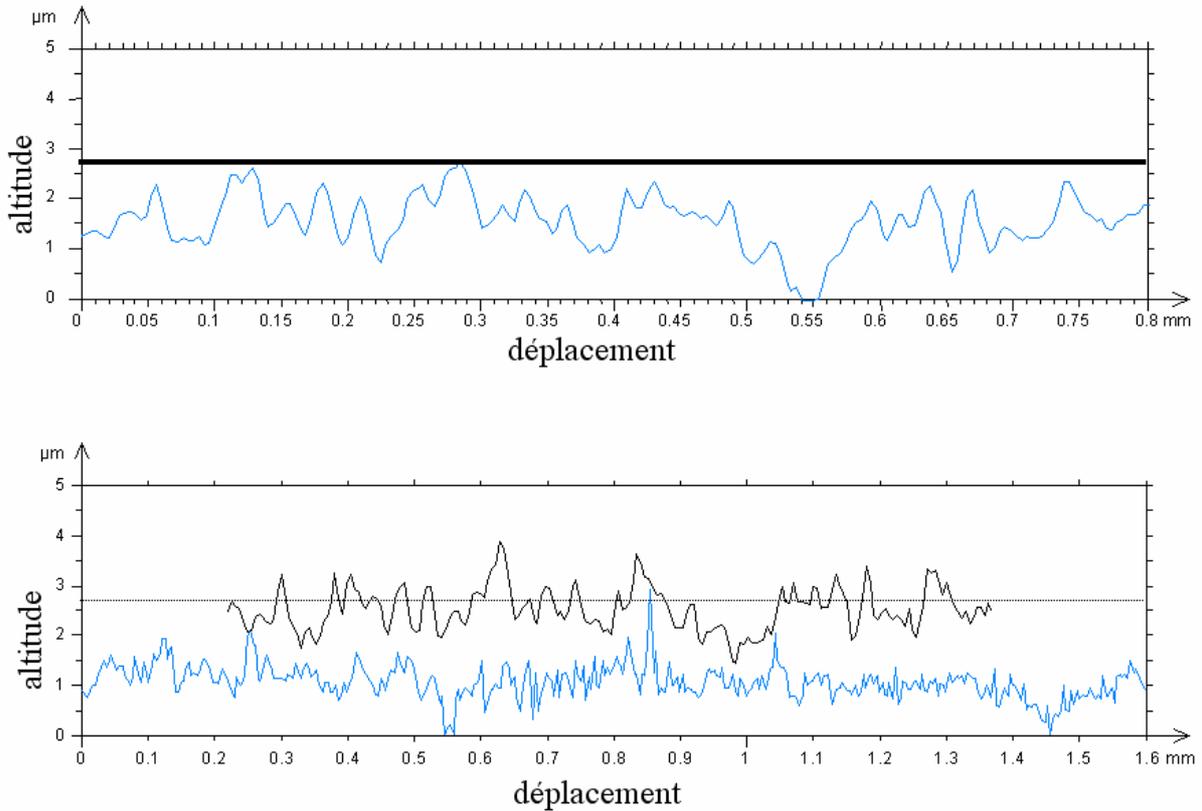
Le premier modèle choisi est le modèle de Greenwood et Williamson [63], purement élastique, avec uniquement une description statistique des sommets. C'est un modèle très courant dans l'étude de la lubrification mixte en raison de sa simplicité. Par la suite, nous avons choisi d'analyser un modèle plus sophistiqué, basé sur les microgéométries des surfaces, avec une loi de contact élastoplastique proposée par Robbe-Valloire et al. Finalement, en raison de la caractéristique des coussinets de paliers de moteurs qui présentent des revêtements minces, un modèle de contact multicouche sera présenté.

Dans ce qui suit on va détailler les principes des concepts statistiques des modèles retenus puis présenter des résultats comparatifs destinés à illustrer les limites de chacun des modèles.

### *3.2. Concept de la surface somme*

#### *3.2.1 Microgéométrie de la surface somme*

Afin de simplifier les calculs, tous les modèles de contact entre des surfaces rugueuses modélisent en réalité le contact entre une surface idéalement lisse et l'autre rugueuse, situation à laquelle on peut toujours se ramener à partir du concept de la surface somme (figure 3.1) proposé par McCool [76].



**Figure 3.1 :** Construction de la surface somme

Le principe de la surface somme consiste à garder le même interstice entre les deux surfaces. Les paramètres de chaque surface sont combinés, pour obtenir les paramètres de la surface somme. Il est possible d'analyser les deux surfaces indépendamment l'une de l'autre et d'obtenir des relations entre les paramètres de la surface somme et ceux de chaque surface initialement en contact. Ces relations dépendent du type des paramètres retenus et sont classées en trois catégories :

- relation pour les paramètres moyens de rugosité et d'ondulation, pour lesquels, le paramètre somme correspond à la somme des paramètres des surfaces initiales :

$$R = R_1 + R_2 ; W = W_1 + W_2 \quad (3.1)$$

- relation pour les paramètres du type écart type (moyennes quadratiques) :

$$SR = \sqrt{SR_1^2 + SR_2^2} ; SW = \sqrt{SW_1^2 + SW_2^2} ; \sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (3.2)$$

- relation pour les paramètres de distance :

$$AR = \frac{AR_1 + AR_2}{2} \quad (3.3)$$

### 3.2.2 Elasticité de la surface somme

La surface somme doit combiner l'élasticité des deux surfaces en contact et pour cela une relation classique est adoptée. Selon les auteurs, on utilise :

$$\frac{1}{E_q} = \frac{1}{2} \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (3.4)$$

ou : 
$$\frac{1}{E_q} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (3.5)$$

Ces relations comprennent le module de Young et le coefficient de Poisson de chacune des deux surfaces en contact.

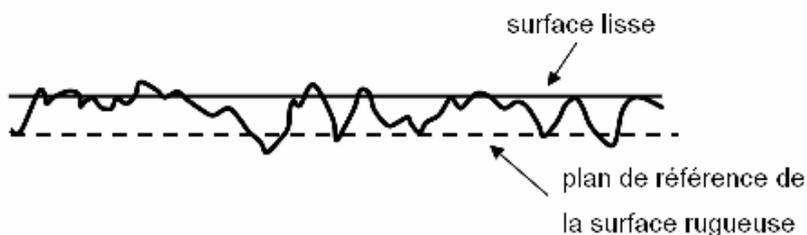
### 3.2.3 Plasticité de la surface somme

En utilisant la même méthodologie, la plasticité est attribuée à la surface somme, en choisissant comme limite de plasticité de la surface somme, la valeur de la surface la plus tendre, parmi les deux en contact.

## 3.3. Modèle de contact élastique

Greenwood et Williamson modélisent le contact entre un plan et une surface rugueuse. Les principales hypothèses de leur modèle sont :

- 1) la surface rugueuse est isotrope,
- 2) les aspérités ont des sommets sphériques de même rayon,
- 3) les hauteurs des sommets des aspérités peuvent varier,
- 4) les aspérités sont suffisamment éloignées les unes des autres pour qu'il n'y ait pas d'interactions entre elles,
- 5) seule la déformation élastique des aspérités est prise en compte pendant le contact.



**Figure 3.2 :** Schéma du contact entre une surface rugueuse et une surface lisse (Source Greenwood et Williamson [63])

La modélisation d'une seule aspérité en contact, par la théorie de Hertz, est à la base du modèle. Comme dans tous les modèles stochastiques les auteurs introduisent l'expression de la probabilité qu'une aspérité avec son sommet à la hauteur  $z$  rentre en contact avec la surface plane :

$$prob(z > d) = \int_d^{\infty} \phi(z) dz \quad (3.6)$$

où  $d$  est la séparation entre les surfaces, mesurées par rapport à la surface moyenne et  $\phi(z)$  est la fonction de densité de probabilité des hauteurs des aspérités.

Le nombre total des aspérités qui rentrent en contact est donné par :

$$n = N \int_d^{\infty} \phi(z) dz \quad (3.7)$$

où  $N$  est le nombre total des aspérités sur la surface. L'espérance mathématique de l'aire totale de contact est donnée par :

$$A = \pi N \beta \int_d^{\infty} (z - d) \phi(z) dz \quad (3.8)$$

où  $\beta$  représente le rayon de courbure des sommets d'aspérités. L'expression de la charge totale est :

$$P = \frac{4}{3} N E_q \beta^{\frac{1}{2}} \int_d^{\infty} (z - d)^{\frac{3}{2}} \phi(z) dz \quad (3.9)$$

En introduisant l'écart type de la distribution des hauteurs  $\sigma$ , la densité de surface des aspérités  $\eta$  et l'aire de contact nominale  $A_n$ , les auteurs expriment les équations en termes de variables normalisées  $h = d / \sigma$  et  $s = z / \sigma$  :

$$n = \eta A_n F_0(h) \quad (3.10)$$

$$A = \pi \eta A_n \beta \sigma F_1(h) \quad (3.11)$$

$$P = \frac{4}{3} \eta A_n E_q \beta^{\frac{1}{2}} \sigma^{\frac{2}{3}} F_2\left(\frac{h}{\sigma}\right) \quad (3.12)$$

$$\text{avec : } F_n(h) = \int_h^{\infty} (s - h)^n \phi^*(s) ds \quad (3.13)$$

où  $\phi^*(s)$  est la densité de probabilité normalisée, donnant un écart-type égal à 1.

Ces paramètres peuvent être calculés pour des différentes distributions des sommets des aspérités. Les auteurs présentent deux cas.

Pour le premier on considère une distribution exponentielle des hauteurs, pour laquelle  $\phi^*(s) = e^{-s}$  et  $F_n(h) = n! e^{-h}$  :

$$n = \eta A_n e^{-h} \quad (3.14)$$

$$A = \pi (\eta \beta \sigma) A_n e^{-h} \quad (3.15)$$

$$P = \pi^{\frac{1}{2}} (\eta \beta \sigma) E_q \left( \frac{\sigma}{\beta} \right)^{\frac{1}{2}} A_n e^{-h} \quad (3.16)$$

Si la distribution exponentielle semble convenir pour seulement environ 25% des aspérités de la majorité des surfaces, une distribution gaussienne est considérée comme une très bonne approximation des hauteurs des aspérités, par comparaison avec les résultats expérimentaux.

Dans ce cas  $\phi^*(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}s^2}$  (3.17)

et  $F_n(h) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_h^\infty (s-h)^n e^{-\frac{1}{2}s^2} ds$ . (3.18)

Une hypothèse très importante du modèle de Greenwood et Williamson est la non-interaction entre les aspérités. En revanche, les auteurs font l'observation que pour des grandes pressions et surtout dans le cas des contacts non conformes linéiques et ponctuels, les aspérités perdent cette propriété « d'indépendance », ce qui conduit à des modèles plus complexes.

De même, le modèle présenté considère un contact purement élastique entre les aspérités et le plan. Cependant, les auteurs abordent aussi le problème de la plasticité en donnant la probabilité d'un

contact plastique :  $prob(z > d + w_p) = \int_{d+w_p}^\infty \phi(z) dz$ , où  $w_p = \beta \left( \frac{H}{E_q} \right)^2$ . L'aire totale des

contacts qui deviennent plastiques est :

$$A_p = \pi \eta \rho A_n \int_{d+w_p}^\infty (z-d) \phi(z) dz = \pi \eta \rho \sigma A_n \int_{d+w_p}^* (s-h) \phi^*(s) ds \quad (3.20)$$

$$\text{avec } w_p^* = \frac{w_p}{\sigma} = \left( \frac{\beta}{\sigma} \right) \left( \frac{H}{E_q} \right)^2 \quad \text{où } H \text{ est la dureté du matériau} \quad (3.21)$$

On remarque particulièrement l'introduction d'un "indice de plasticité" qui est défini par

$$\psi = \left( w_p^* \right)^{-\frac{1}{2}} = \left( \frac{E_q}{H} \right) \left( \frac{\sigma}{\beta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{et qui indique si le seuil de plasticité est atteint. En principe, l'indice}$$

de plasticité détermine la charge critique à laquelle la déformation passe du domaine élastique au domaine plastique. Pour  $\psi < 0.6$  on peut avoir un contact plastique seulement si les surfaces subissent des grandes forces nominales. Pour  $\psi > 1$ , la plastification des points en contact apparaît même pour des pressions nominales insignifiantes. La plupart des surfaces ont un indice de plasticité qui est plus grand que 1 et donc les aspérités vont subir une déformation plastique pour des charges très petites.

Afin de pouvoir calculer la variation de la force de contact avec la variation de la séparation, le modèle a besoin de plusieurs données d'entrée : le module d'élasticité équivalent et trois paramètres de surface : la densité des aspérités, la densité de probabilité des sommets et leurs rayons. A ce jour il n'existe pas de paramètre de rugosité qui permet d'exprimer un de ces trois paramètres de surfaces. On se voit donc obligé de proposer une solution. En ce qui concerne la densité des aspérités, elle peut être calculée à partir de l'expression proposée par Nayak [70] :

$$D_s = \frac{1.2}{l^2} \quad (3.22)$$

où  $l$  représente la distance moyenne entre deux aspérités.

La distribution gaussienne est considérée comme une très bonne approximation des hauteurs des aspérités et le rayon moyen des aspérités peut être calculé en utilisant le modèle proposé par Robbe-Valloire [84], qui est décrit en détail dans le paragraphe suivant.

Si le modèle présenté dans ce paragraphe met en garde sur la possibilité d'avoir des zones dans le contact qui n'ont plus un comportement élastique et / ou des microgéométries moins régulières, un modèle élastoplastique complet, basé sur une description statistique complète de la microgéométrie, nous est proposé par Robbe-Valloire et al. [85].

### ***3.4. Modèle de contact élastoplastique***

La rugosité des surfaces étant un paramètre déterminant dans les problèmes de contact, les auteurs ont basé leur étude sur une analyse statistique de la microgéométrie des surfaces rugueuses.

### 3.4.1. Description de la microgéométrie des surfaces rugueuses

Le modèle utilise six paramètres de rugosité et d'ondulation, de la Norme Motif (§ 1.2.5), obtenus à partir des métrologies sur les surfaces en contact.

- $R$ , la moyenne des profondeurs élémentaires de rugosité
- $SR$ , l'écart type des rugosités élémentaires
- $AR$ , la moyenne des pas élémentaires de rugosité
- $SAR$ , l'écart type des pas élémentaires de rugosité
- $W$ , la moyenne des profondeurs d'ondulation
- $SW$ , l'écart type des pas d'ondulation

#### Rayon des aspérités

En supposant que toutes les aspérités ont une forme parfaitement sphérique, il est possible de déduire l'expression du rayon moyen des aspérités, en fonction des paramètres de la norme motif :

$$\rho_m = \frac{AR^2 + SAR^2}{16R} \quad (3.23)$$

La moyenne quadratique des rayons est :

$$\rho_{rms} = \frac{1}{16} \frac{AR^2}{R^2} \sqrt{\frac{SR^2}{R^2} + 4 \frac{SAR^2}{AR^2}} \quad (3.24)$$

On remarque l'influence de l'espacement entre deux aspérités consécutives ( $AR$ ,  $SAR$ ). On observe que les caractéristiques du rayon des aspérités sont fortement dépendantes de ce paramètre et il paraît évident que la prise en compte de l'espacement entre les aspérités consécutives est très importante dans le calcul de la variation du rayon.

En ce qui concerne la distribution des rayons de courbure des aspérités, une distribution positive est nécessaire. Parmi celles-ci, les auteurs ont choisi d'utiliser une distribution log-normal. En raison de sa définition sur le domaine, cette distribution log-normal nécessite l'introduction d'un nouveau paramètre adimensionné  $\rho^* = \rho / \rho_{rms}$ .

$$F(\rho^*) = \frac{1}{c_1 \rho^* \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{1}{2c_1^2} (\log \rho^* - c_2)^2 \right], \quad (3.25)$$

$$\text{où } c_1 = \sqrt{\log \left( \frac{\rho_{rms}^2}{\rho_m^2} + 1 \right)} \text{ et } c_2 = \log \left( \frac{\rho_m}{\rho_{rms}} \right) - \log \left( \frac{\rho_{rms}^2}{\rho_m^2} + 1 \right) \quad (3.26)$$

#### Distribution des hauteurs des aspérités

Les paramètres de rugosité et d'ondulation permettent aussi d'avoir des informations sur la variation des hauteurs des aspérités. En prenant  $z$  une variable décrivant l'altitude des hauteurs des pics, la valeur moyenne des hauteurs  $z$  est située à  $R/2$  de la ligne moyenne (figure 1.17) et sa moyenne quadratique est égale à

$$0.35W + 0.5SW . \quad (3.27)$$

Le coefficient 0.35 est un résultat d'une hypothèse faite par les auteurs, qui supposent que les pics des aspérités suivent une forme sinusoïdale pour chaque motif d'ondulation. En choisissant une distribution gaussienne des pics, on peut calculer la probabilité de densité des pics ayant l'altitude  $z$  :

$$f(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}(0.35W + 0.5SW)} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{z - R/2}{0.35W + 0.5SW}\right)^2\right] \quad (3.28)$$

En combinant les distributions d'altitude des pics et de rayon des aspérités, on peut donner la probabilité pour un pic d'aspérité d'avoir une altitude  $z$  et un rayon de courbure  $\rho$

$$f(z, \rho) = F(\rho)f(z) \quad (3.29)$$

### 3.4.2. Déformation d'une aspérité

Le contact entre une aspérité de la surface somme et la surface antagoniste, considérée lisse et rigide, est modélisé comme le contact entre une sphère de rayon  $\rho$  et un plan.

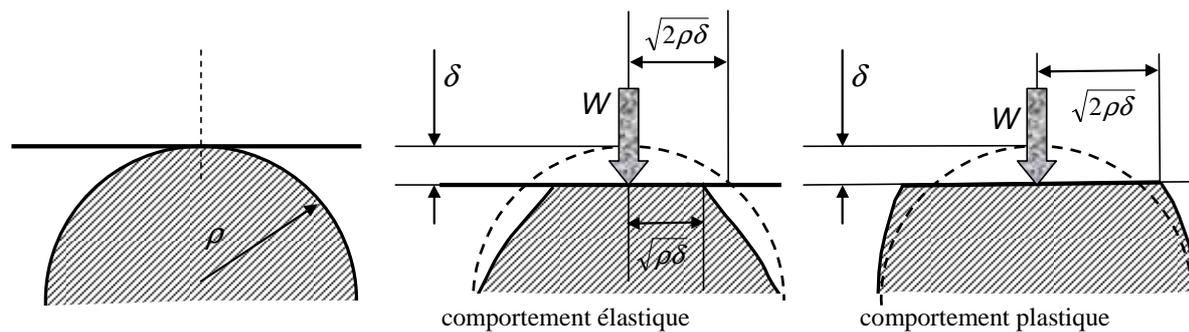
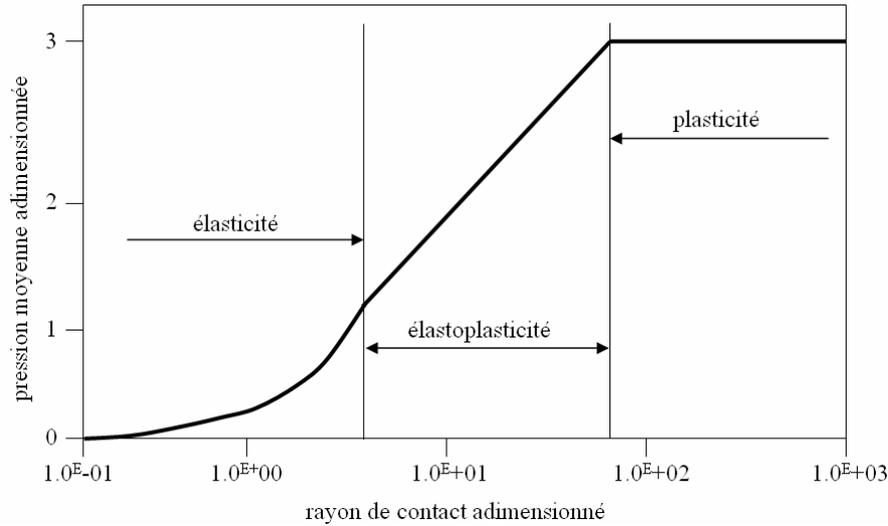


Figure 3.3 : Représentation de l'indentation d'une aspérité en contact

L'altitude et le rayon des aspérités sont considérés comme étant variables. Sur la figure 3.4 on peut observer l'évolution de la pression moyenne de contact  $\bar{p}_m = W / \pi \rho \delta$  en fonction du rayon de l'aire de contact  $\bar{A} = (E_q / R_{pe}) (\sqrt{\rho \delta} / \rho)$ . La première phase correspond à une faible indentation et se caractérise par une déformation réversible, due au contact. Du point de vue théorique, cette phase est décrite à l'aide des expressions basées sur la théorie de Hertz. Cette phase prend fin avec l'apparition de la plasticité dans les points de contact. La phase la plus extrême, observée pour des valeurs grandes de  $\bar{A}$  est caractérisée par la plastification totale du contact. La transition entre les deux n'est pas instantanée et elle est due à une augmentation progressive du volume du matériau plastifié dans l'aire de contact. Pour chaque phase d'indentation une expression des forces normales peut être calculée.



**Figure 3.4 :** Evolution de la pression moyenne en fonction du rayon de contact (Source Robbe-Valloire [85])

### Déformation élastique

La relation entre l'indentation  $\delta$  et la charge  $W$ , pour un contact entre une sphère de rayon  $\rho$  et un plan, est obtenue à partir de la théorie de Hertz :

$$\delta = \left[ \frac{9 W^2}{4 E_q^2} \frac{1}{\rho} \right]^{1/3} \quad \text{ou} \quad W = \frac{2}{3} (\delta^3 E_q^2 \rho)^{1/2} \quad (3.30)$$

en sachant que le rayon de l'aire de contact est  $a = \sqrt{\rho\delta}$ .

Tant que la contrainte maximale  $\tau_{\max}$  ne dépasse pas la limite d'élasticité, la déformation des aspérités reste dans le domaine élastique. Pour définir ces limites, en utilisant le critère de Tresca on obtient :

$$\tau_{\max} = 0.3 p_H \leq 0.5 R_{pe} \quad (3.31)$$

et en remplaçant la pression maximale de Hertz  $p_H = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{3}{2} E_q^2 W \frac{1}{\rho^2} \right]^{1/3}$  et la charge  $W$ , il en résulte le domaine de l'indentation élastique :

$$\delta \leq \delta_e = \left( \frac{\pi 0.5}{0.3} \right)^2 \rho \frac{R_{pe}^2}{E_q^2} \cong 27.4 \rho \frac{R_{pe}^2}{E_q^2} \quad (3.32)$$

### Déformation élastoplastique

Le domaine de l'indentation élastoplastique commence avec le dépassement de la limite élastique  $\delta_e$ . En suivant le même raisonnement, les auteurs confirment que la limite de la déformation élastoplastique correspond à une indentation qui satisfait la relation :

$$\left( \frac{E_q}{R_{pe}} \right)^2 \frac{\delta_{ep}}{\rho} = 3976 \quad (3.33)$$

### Déformation plastique

Cette déformation irréversible est observée quand la plastification fait son apparition dans une zone plus large que l'aire de contact. La phase plastique suit celle de déformation élastoplastique et son seuil d'indentation est caractérisé par :

$$\left( \frac{E_q}{R_{pe}} \right)^2 \frac{\delta}{\rho} \geq 3976 \quad (3.34)$$

### 3.4.3. Contact entre deux surfaces rugueuses

Comme cela a déjà été présenté, le contact entre deux surfaces rugueuses peut être réduit au contact entre une surface lisse et une surface rugueuse qui a la rugosité, l'élasticité et la plasticité combinée des deux surfaces initiales.

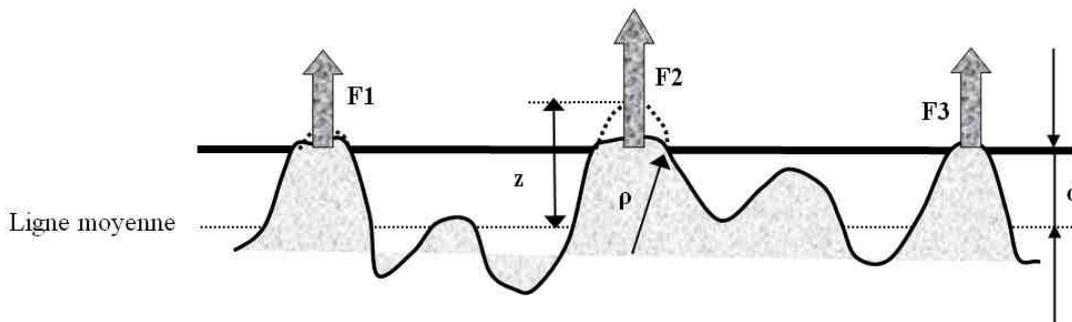


Figure 3.5 : Description du contact

Comme dans le modèle de Greenwood et Williamson, on suppose que les aspérités sont suffisamment éloignées les unes des autres pour qu'il n'y ait pas d'interactions entre elles. Cette hypothèse est généralement utilisée pour des surfaces où l'aire apparente de contact est très large et les contacts individuels sont suffisamment dispersés.

Le modèle consiste tout d'abord à définir la position de la séparation  $d$  et à calculer la charge qui correspond à cette position. Il en résulte que les contacts locaux peuvent apparaître uniquement pour les aspérités dont l'altitude est plus grande que  $d$  et donc l'indentation qui conduit à une déformation est  $\delta = z - d$ .

Connaissant la distribution des hauteurs des aspérités et pour une indentation donnée  $\delta$  et un rayon des aspérités  $\rho$ , on peut facilement calculer le nombre des aspérités en contact :

$$dN = N_0 f(d + f) F(\rho) d\delta d\rho \quad \text{où} \quad N_0 = 1.2 \frac{A_0}{A_R^2}$$

En examinant les valeurs de  $\delta$  et  $\rho$  il est possible de prédire la déformation des aspérités qui est gouvernée par la variable adimensionnée  $\bar{\Delta} = (E_q / R_{pe})^2 (\delta / \rho)$ . Il en résulte ainsi trois cas pour lesquels les aspérités peuvent être déformées de façon élastique, élastoplastique et plastique :

➤  $0 \leq \bar{\Delta} \leq 27.4$  induit une déformation élastique et la charge est  $\bar{W}_1 = \frac{2}{3} \bar{\Delta}^{3/2}$  (3.35)

➤  $27.4 \leq \bar{\Delta} \leq 3976$  correspond à une déformation élastoplastique, décrite par la relation :

$$\bar{W}_2 = \frac{2\pi}{3} (2\bar{\Delta} - 27.4) \left[ 1.80 + \ln \left( \frac{\sqrt{2\bar{\Delta} - 27.4}}{6} \right) \right] \quad (3.36)$$

➤  $\bar{\Delta} \geq 3976$  correspondant à une déformation plastique de  $\bar{W}_3 = 3\pi(2\bar{\Delta} - 27.4)$  (3.37)

La charge transmise par un nombre  $dN$  d'aspérités en contact dépend du type de déformation des aspérités et donc dans sa forme générale, elle peut être exprimée comme la somme des charges élastique, élastoplastique et plastique :

$$Q = Q_e + Q_{ep} + Q_p \quad (3.38)$$

où :

$$Q_e = 1.2 \frac{A_0}{AR^2} \frac{R_{pe}^3}{E_q^2} \int_{z=d}^{z_{\max}} \int_{\rho_e}^{\rho_{\max}} \bar{W}_1 \rho^2 f(z) F(\rho) dz d\rho \quad (3.39)$$

$$Q_{ep} = 1.2 \frac{A_0}{AR^2} \frac{R_{pe}^3}{E_q^2} \int_{z=d}^{z_{\max}} \int_{\rho_{ep}}^{\rho_e} \bar{W}_2 \rho^2 f(z) F(\rho) dz d\rho \quad (3.40)$$

$$Q_p = 1.2 \frac{A_0}{AR^2} \frac{R_{pe}^3}{E_q^2} \int_{z=d}^{z_{\max}} \int_{\rho_0}^{\rho_{ep}} \bar{W}_3 \rho^2 f(z) F(\rho) dz d\rho \quad (3.41)$$

en sachant que  $\rho_e = (\delta / 27.4) (E_q / R_{pe})^2$  et que  $\rho_{ep} = (\delta / 3976) (E_q / R_{pe})^2$ .

Une des difficultés de ce modèle est le choix des valeurs maximales de l'altitude et du rayon des aspérités  $z_{\max}$  et  $\rho_{\max}$ . En raison d'une diminution très rapide des fonctions de probabilité  $f(z)$  et  $F(\rho)$ , une approximation numérique, obtenue par une intégration à l'infini pour  $z$  et  $\rho$ , semble être raisonnable.

Le modèle présenté fournit aussi la description de quelques paramètres de contact entre deux surfaces rugueuses, tels que le nombre des aspérités en contact, qui correspond au nombre total des aspérités dont l'altitude est plus grande que la séparation  $d$ , le nombre des aspérités pour chaque type de déformation élastique, élastoplastique et plastique et l'aire totale des points de contact.

### 3.5. Modèle de contact élastoplastique multicouches

Les coussinets de paliers de moteurs thermiques ont la particularité d'être revêtus par une faible couche de surface d'environ 5 à 20  $\mu\text{m}$ . Ceci nous amène à étudier le contact pour un système tribologique qui fait intervenir trois corps : le revêtement, le substrat sur lequel il est déposé, et le matériau antagoniste.

Progri et al. [89] apportent une amélioration au modèle élastoplastique présenté ci-dessus, en considérant qu'une des surfaces est recouverte d'une couche mince d'épaisseur  $h$ , adhérente, et épousant la rugosité du substrat sur lequel elle a été déposée. La couche est considérée très fine et plus tendre que le matériau antagoniste. Les auteurs font aussi l'hypothèse que la même contrainte est présente partout dans la couche, dans toute son épaisseur.

La description géométrique de la surface a été présentée précédemment de manière détaillée. Une distribution normale des aspérités, une distribution log-normale des rayons de courbure et 6 critères définis par la Norme Motif ont été retenus.

Lorsqu'un des corps en contact est revêtu d'une couche mince, la théorie de Hertz n'est plus applicable. La répartition de la pression dans le contact dépend alors étroitement des caractéristiques mécaniques et géométriques de la couche et du substrat.

La figure 3.6 schématise le contact étudié : on suppose qu'une surface (2) initialement rugueuse, uniformément revêtue d'une couche (3) d'épaisseur uniforme  $h$ , est contrainte par une sphère (1) de rayon  $R_x$ . La couche est parfaitement adhérente au substrat.

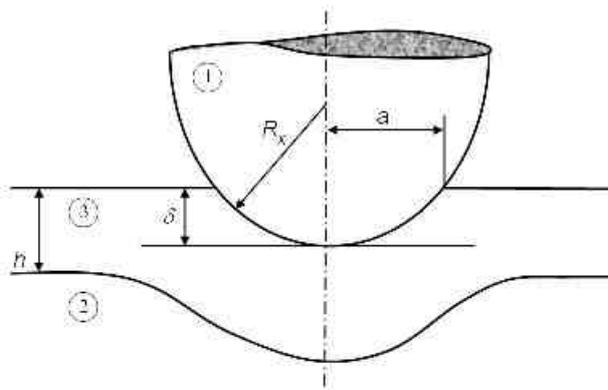


Figure 3.6 : Massif revêtu indenté

L'enfoncement  $\delta$  cause des déformations exclusivement élastiques du substrat (2) et de la sphère (1). Les déformations de la couche vont dépendre de l'enfoncement et sont soit élastiques, de module d'élasticité  $E_{I3}$ , ou élastoplastiques de module de plasticité  $E_{II3}$ . En dehors du contact, l'épaisseur de la couche est constante alors que dans la zone de contact elle subit une variation d'épaisseur  $\Delta h$  imposée par la forme sphérique des aspérités.

#### Régime élastique

Dans l'hypothèse où la couche est mince, la pression varie peu à travers son épaisseur. On la considère constante et égale en tout point à la contrainte normale. D'autre part les conditions d'adhérence de la couche (couche collée) au substrat imposent des déformations relatives identiques à l'interface couche-substrat. Compte tenu de ces conditions d'adhérence, jointes aux relations contraintes-déformations et en supposant que la pression est nulle sur le rayon  $a$  du cercle de contact et que le champ de pression doit équilibrer la force normale, des calculs élémentaires nous conduisent à une solution analytique convergente pour le champ de pression. L'intégration du champ de pression fournit ensuite la force normale dans le régime élastique  $W_e$  en fonction de l'écrasement :

$$\bar{W}_e = \frac{W_e}{W_0}, \text{ où} \quad (3.42)$$

$$\bar{W}_e = \frac{(a/a_0)^4}{1+a/a_0} \text{ et } W_0 = \frac{\pi E_{Ie}}{4 R_x h} a_0^4 \quad (3.43)$$

$$\text{en sachant que } a_0 = \frac{9\pi}{4(3\pi-4)} \frac{E_{12}}{E_{Ie}} h \quad (3.44)$$

$$a = \sqrt{2\delta R_x} \text{ et que } \delta = \bar{\delta} \frac{a_0^2}{2R_x}.$$

$E_{12}$  représente le module d'élasticité équivalent pour les surfaces (1) et (2) et il est donné par l'équation (3.5).  $E_{Ie}$  représente le module d'élasticité équivalent couche-substrat donné par l'expression :

$$E_{Ie} = E_{I3} \left[ 1 - 2\nu_3 \frac{\frac{\nu_3}{E_{I3}} - \frac{\nu_2}{E_{I2}}}{\frac{1-\nu_3}{E_{I3}} - \frac{1-\nu_2}{E_{I2}}} \right] \quad (3.45)$$

### **Régime élastoplastique (plastique)**

Le régime élastique prend fin et le régime élastoplastique débute lorsque la contrainte équivalente atteint la limite élastique de la couche :

$$\bar{\delta}_{\text{lim}} = \frac{1}{4} \left[ \bar{R}_{ee} + \sqrt{\bar{R}_{ee}^2 + 4\bar{R}_{ee}} \right]^2 \quad (3.46)$$

où  $\bar{R}_{ee} = \frac{32(3\pi-4)^2}{81\pi^2} R_{ee} \frac{E_{Ie}}{E_{I2}^2} \frac{R_x}{h}$  représente la résistance élastique adimensionnée.

La résistance élastique pour cette phase,  $R_{ee} = R_{e3} \times C_{Re}$  est fonction de la résistance élastique de la couche  $R_{e3}$ , qui fait partie des données et est égale à la limite élastique du matériau de la couche, et

une constante spécifique de l'état de la couche  $C_{Re}$ , qui peut être libre ou collée. Dans notre cas il s'agit d'une couche collée et cette constante prend la valeur :

$$C_{Re} = \frac{1}{1 + \frac{\nu_3}{1 + \nu_3} \left[ 1 - \frac{2}{\nu_3} \frac{\frac{\nu_3 - \nu_2}{E_{I3}} - \frac{\nu_2}{E_2}}{\frac{1 - \nu_3}{E_{I3}} - \frac{1 - \nu_2}{E_2}} \right]} \quad (3.47)$$

De la même manière que pour le cas élastique, l'intégration du champ de pression nous donne la force normale dans le régime élastoplastique  $W_{ep}$  :

$$\bar{W}_{ep} = \frac{W_{ep}}{W_0}, \quad (3.48)$$

Da Silva Botelho [126] propose l'expression suivante, par analogie avec le cas élastique:

$$\bar{W}_{ep} = \frac{(a/a_0)^4}{1 + a/a_0} \left[ 1 - (1 - \lambda) \left( 1 - \frac{1 + a/a_0}{(a/a_0)^2} \bar{R}_{ee} \right)^2 \right] \quad (3.49)$$

Comme nous le verrons par la suite, cette relation ne convient pas pour les revêtements à basse limite d'élasticité et à faible module de plasticité, tels que le bismuth. Dans ce cas, la relation suivante est plus appropriée.

$$\bar{W}_{ep} = (a/a_0)^4 \left[ 1 - (1 - \lambda) \left( 1 - \frac{1 + a/a_0}{(a/a_0)^2} \bar{R}_{ee} \right)^2 \right] \quad (3.50)$$

en sachant que  $\lambda_0 = \frac{E_{II3}}{E_{I3}}$  et que

$$\lambda = \lambda_0 \frac{\left[ 1 - 2\nu_3 \frac{\frac{\nu_3 - \nu_2}{E_{I3}} - \frac{\nu_2}{E_{I2}}}{\frac{1 - \nu_3}{E_{I3}} - \frac{1 - \nu_2}{E_{I2}}} \right]}{\left[ 1 - 2\nu_3 \frac{\frac{\nu_3 - \nu_2}{E_{II3}} - \frac{\nu_2}{E_{I2}}}{\frac{1 - \nu_3}{E_{II3}} - \frac{1 - \nu_2}{E_{I2}}} \right]} \quad (3.51)$$

Où la force normale résultante peut être exprimée comme la somme de la force élastique et élastoplastique :

$$Q = Q_e + Q_{ep} \quad (3.52)$$

avec :

$$Q_e = 1.2 \frac{A_0}{AR^2} \int_{z=d}^{z_{\text{lim}}} \int_0^{\rho_{\text{max}}} W_e f(z) F(\rho) dz d\rho \quad (3.53)$$

$$Q_{ep} = 1.2 \frac{A_0}{AR^2} \int_{z=z_{\text{lim}}}^{z_{\text{max}}} \int_0^{\rho_{\text{max}}} W_{ep} f(z) F(\rho) dz d\rho \quad (3.54)$$

### **Synthèse**

Notre choix porte sur les trois modèles de contact qui ont été détaillés ci-dessus. Un premier modèle purement élastique, celui de Greenwood et Williamson, retenu pour sa simplicité et une bonne fiabilité des résultats obtenus. Un deuxième modèle de contact, cette fois un modèle complet élastique, élastoplastique et plastique a été choisi. Ce modèle basé sur des paramètres statistiques de la surface, obtenus par des mesures métrologiques, nous est proposé par Robbe-Valloire. Ce modèle est valable seulement pour des matériaux homogènes, d'où notre choix d'un troisième modèle. Ce dernier a été développé à partir du modèle de Robbe-Valloire afin de prendre en compte les massifs revêtus d'une couche mince élastoplastique.

Ces trois modèles se complètent et montrent en quelque sorte l'évolution des travaux dans le domaine du contact rugueux. Une confrontation de ces modèles, de leurs résultats et de ceux donnés par un modèle déterministe nous paraît nécessaire. Nous allons tout d'abord présenter le modèle déterministe utilisé.

## ***3.6. Description du modèle de contact déterministe***

Le modèle déterministe reprend le système formé par deux surfaces, une lisse et une rugueuse, face-à-face. La surface lisse est la surface d'un massif en acier, qu'on va continuer à appeler surface antagoniste. La surface rugueuse est celle d'un massif constitué d'un substrat rugueux éventuellement revêtu d'une ou deux couches de matériaux différents et d'épaisseur constante, conformément à la figure 3.8. Les résultats présentés dans ce paragraphe ont été obtenus pour un massif constitué de trois matériaux : cuivre d'épaisseur constante 50  $\mu\text{m}$ , argent d'épaisseur 5  $\mu\text{m}$  et bismuth d'épaisseur 5  $\mu\text{m}$ . La rugosité, donnée par des mesures de surfométries, est appliquée à la surface du massif en cuivre, les couches d'argent et bismuth ayant une épaisseur constante. La surface inférieure du massif, est prise comme référence et ne subit donc aucun déplacement. On suppose qu'à la profondeur 50  $\mu\text{m}$  de la surface de contact, les effets de la rugosité ne se font plus sentir.

### **Maillage**

Le maillage est constitué d'éléments isoparamétriques « brique » à 12 nœuds, linéaires dans les directions  $\xi$  et  $\eta$  et quadratique dans la direction  $\zeta$ . Cette dernière direction coïncide toujours avec la direction  $z$ , normale au contact, comme on peut le voir sur la figure 3.7.

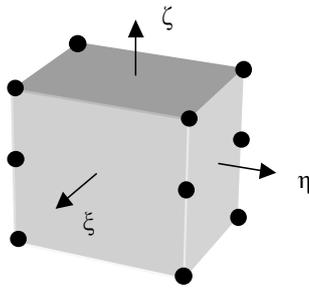


Figure 3.7 : Élément de maillage

La première couche est celle de bismuth sur trois éléments puis la couche d'argent sur trois éléments et enfin le cuivre. Le maillage est de densité constante pour les couches de bismuth et d'argent. Pour la couche de cuivre, il est d'abord de densité constante puis de moins en moins dense lorsque l'on descend vers la base (figure 3.8).

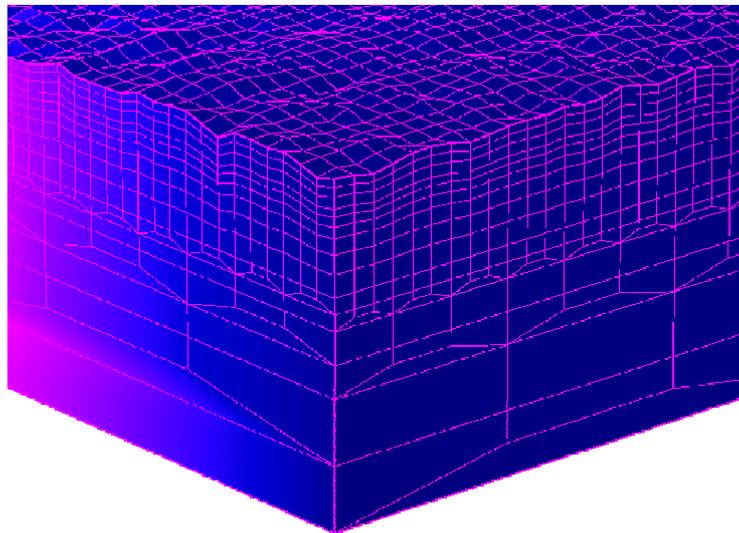


Figure 3.8 : Maillage de la surface rugueuse

Les conditions aux limites sont définies sur la figure ci-dessous :

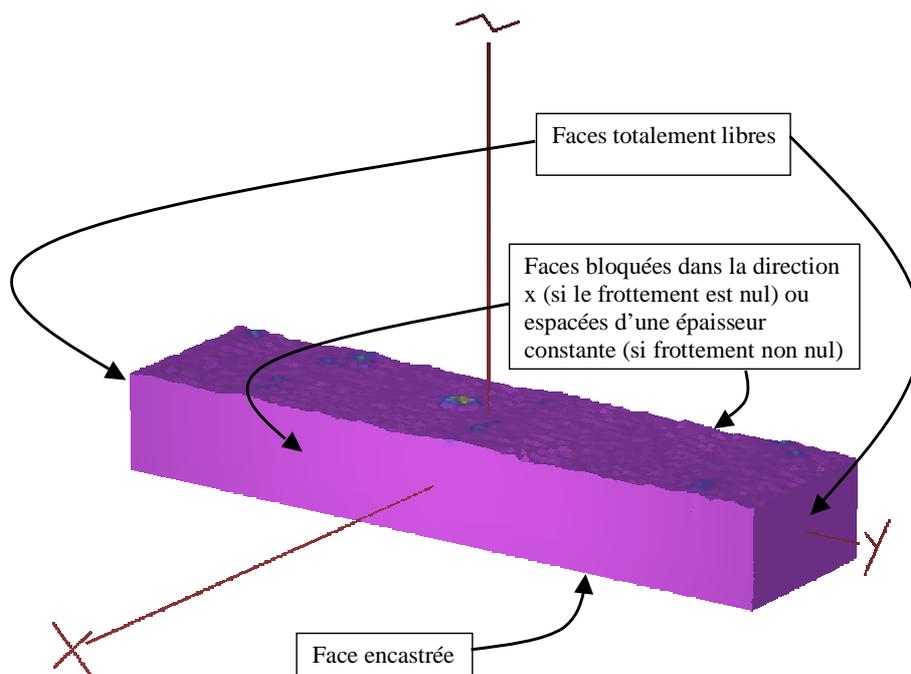


Figure 3.9 : Conditions aux limites

La surface antagoniste est un parallélépipède en acier ayant les mêmes dimensions que le bloc multicouche. Les côtés verticaux, de cette surface considérée lisse, ont les mêmes conditions aux limites que le bloc multicouche rugueux. Le maillage est le même, symétrique par rapport à un plan horizontal.

### 3.7. Résultats - modèles de contact

Ce paragraphe a pour objectif de présenter les limites d'utilisation des différents modèles proposés. Pour ce faire, nous avons réalisé une série de comparaisons entre ces modèles. Les comparaisons seront établies dans un premier temps sur un contact constitué d'une seule aspérité de forme sphérique. Ensuite, une confrontation des résultats donnés par les différents modèles de contact est réalisée pour deux surfaces, l'une théorique et l'autre issue d'une métrologie, présentées dans le chapitre antérieur (figure 2.40).

#### **Données matériaux**

Ci après, nous présentons les données matériaux qui ont été utilisées pour les différents calculs détaillés dans ce paragraphe. Parmi les données nécessaires et communes aux trois modèles de contact, on retrouve le module d'élasticité  $E$ , le coefficient de Poisson  $\nu$  et la limite d'élasticité (tableau 3.1).

Surfaces d'étude		Module d'élasticité (MPa)	Coefficient de Poisson	Limite d'élasticité (MPa)
Surface 1 et 2	Bi	35000	0.33	14
	Ag	83000	0.37	50
	Cu	110000	0.35	200
Surface antagoniste (ACIER)		200000	0.30	1000

Tableau 3.1 : Caractéristiques des matériaux des surfaces en contact

Le modèle élastoplastique retenu pour le bloc multicouche rugueux est celui de matériaux à comportement élastoplastique bilinéaire c'est à dire avec écrouissage de type cinématique linéaire.

Un premier paramètre de ce modèle est le module élastique du matériau (module de Young), on utilise également le module d'écrouissage que l'on prendra arbitrairement égal au centième du module de Young et finalement le troisième paramètre est le seuil de limite élastique du matériau  $\sigma_0$  (également notée précédemment  $R_{pe}$ ) non écroui au delà duquel intervient le comportement élastoplastique.

Au delà des phases de rodage pendant lesquelles intervient un écrouissage des matériaux par comportement élastoplastique, on peut considérer que le comportement des matériaux du coussinet dans un processus stabilisé et sans usure est celui d'un matériau élastique écroui sans dépassement du nouveau seuil de limite élastique  $\sigma_1$ . Pour avoir la loi de réponse élastique du coussinet écroui par application du modèle élastique présenté plus haut il faut déterminer l'état de l'échantillon après déchargement qui servira de référence pour ce calcul élastique. Celui-ci est obtenu en ajoutant au maillage initial la déformée correspondant à la déformation résiduelle après retour élastique  $\varepsilon_1$  (Annexe G).

Les autres données importantes des modèles statistiques sont constituées des paramètres de surface et plus précisément des paramètres de la norme motif, sur lesquels sont basées les expressions détaillées dans la première partie du chapitre. Ces paramètres présentés dans le tableau 3.2 sont obtenus à l'aide du logiciel Mountains qui extrait des profils suivant une des directions de la surface. Les profils ont été extraits, conformément aux normes ISO, en chaque ordonnée de la surface, ce qui représente un nombre total de 1000 profils, mesurés sur une largeur de 5 mm. Chaque profil ayant une longueur de 5 mm.

		Surface théorique (Bi)	Surface réelle (Bi)
R (mm)	min	0.0019	
	moyen	0.0032	0.0031
	max	0.0045	
SR (mm)	min	0.00077	
	moyen	0.0012	0.0012
	max	0.0021	
AR (mm)	min	0.075	
	moyen	0.15	0.16
	max	0.21	
SAR (mm)	min	0.06	
	moyen	0.1	0.11
	max	0.15	
W (mm)	min	0.001	
	moyen	0.002	0.002
	max	0.005	
SW (mm)	min	0.0002	
	moyen	0.0009	0.00074
	max	0.004	

Tableau 3.2 : Paramètres des surfaces théorique et réelle

Cependant il faut savoir que ces valeurs sont des valeurs moyennées suivant une direction.

### 3.7.1. Validation cas déterministe

#### Calcul élastique

Les deux blocs, supérieur lisse et inférieur multicouche rugueux, ont un comportement élastique.

La solution est obtenue par un algorithme de contact élastique à chargement incrémental (Annexe H).

Le nombre de pas de chargement est fixé à 40. Le premier pas intervient lorsque l'aspérité la plus haute entre en contact. Le pas 40 correspond à une descente du corps antagoniste égale à la distance, avant chargement, entre le sommet de l'aspérité la plus haute et la ligne moyenne de la surface rugueuse.  $h$  représente la distance entre la ligne moyenne des pics et la surface antagoniste.

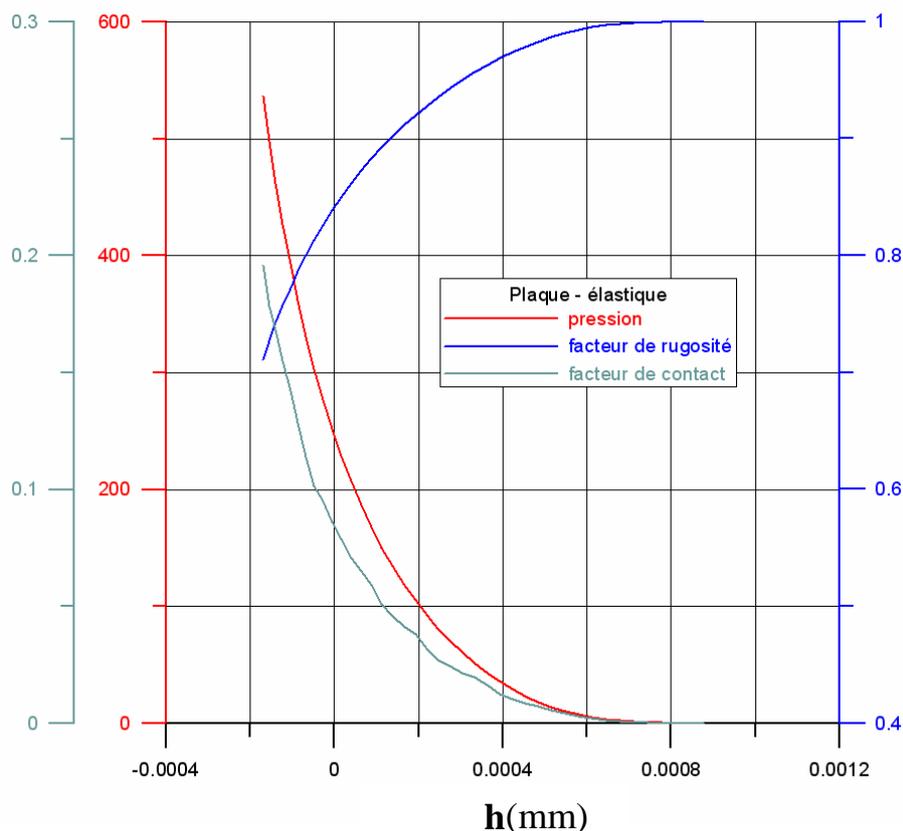


Figure 3.10 : Résultats calcul déterministe élastique

Sur la figure 3.10 le *facteur de rugosité* représente le facteur d'atténuation de la rugosité sous charge par rapport à la rugosité sans charge et le *facteur de contact* représente la proportion de la surface en contact (aire relative de contact).

Comme la discrétisation de la surface rugueuse est relativement grossière, le calcul de la surface en contact sous chaque rugosité ne peut pas être précis s'il est réalisé par un simple décompte du nombre de nœud en contact divisé par le nombre total de nœuds. Un nœud en contact isolé donnerait une surface équivalente égale à la surface d'un élément de surface. Pour avoir un meilleur résultat pour les nœuds isolés, la surface de contact a été calculée par la formulation de Hertz, à partir de la force de contact donnée par le calcul élément fini et la forme de l'ellipse donnée par les courbures de la surface dans les directions x et y calculées à partir des hauteurs pour les points cardinaux qui entourent le point considéré. Dès qu'un nœud en contact cesse d'être isolé l'aire de contact est obtenue par mesure des surfaces des éléments environnants les nœuds considérés.

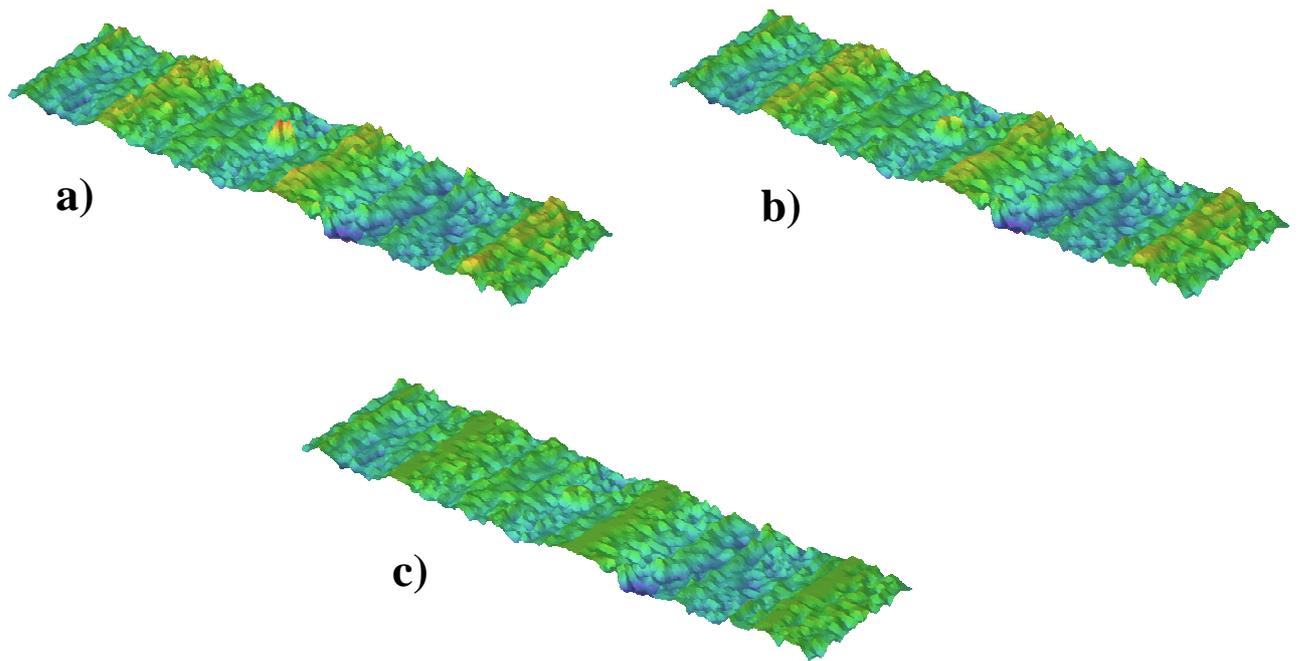


Figure 3.11 : Aspect de la surface rugueuse a) avant chargement, b) au 20<sup>ème</sup> pas de chargement, c) au 30<sup>ème</sup> pas de chargement

Les pas représentés sur la figure 3.11 correspondent respectivement à des pressions moyennes de 14,46 MPa et 159,3 MPa.

Pour ces mêmes pas, la déformée élastique de la surface représentée à la même échelle est à peine visible comme le montre la figure 3.12 pour le pas 30 :

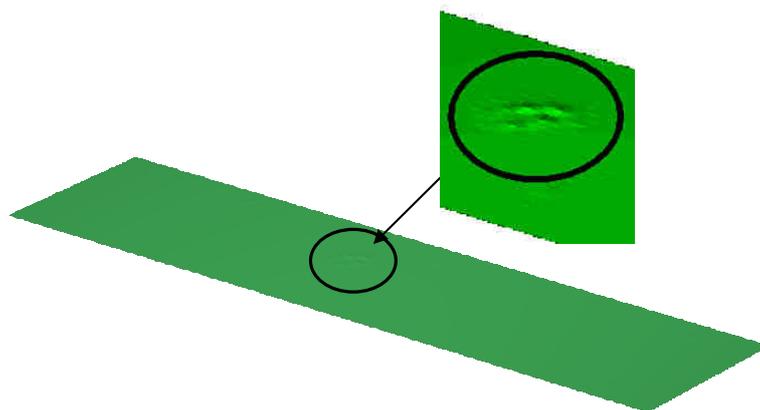


Figure 3.12 : Déformée élastique de la surface

### Calcul élastoplastique

Aux facteurs de rugosité et de contact, on rajoute un troisième facteur, de plastification qui représente le pourcentage du volume total plastifié.

La montée asymptotique du facteur de plastification lorsque  $h$  descend en dessous de 0,0001 mm correspond à une plastification de la couche inférieure en cuivre. Le domaine est très rapidement totalement plastifié (figure 3.13).

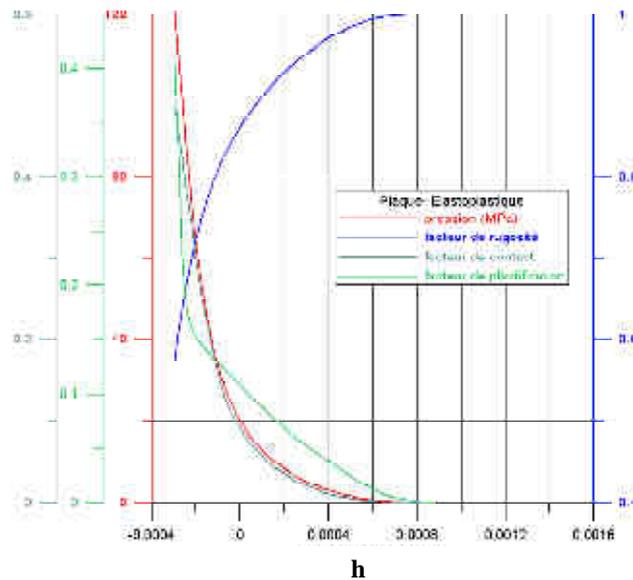


Figure 3.13 : Résultats calcul déterministe élastoplastique

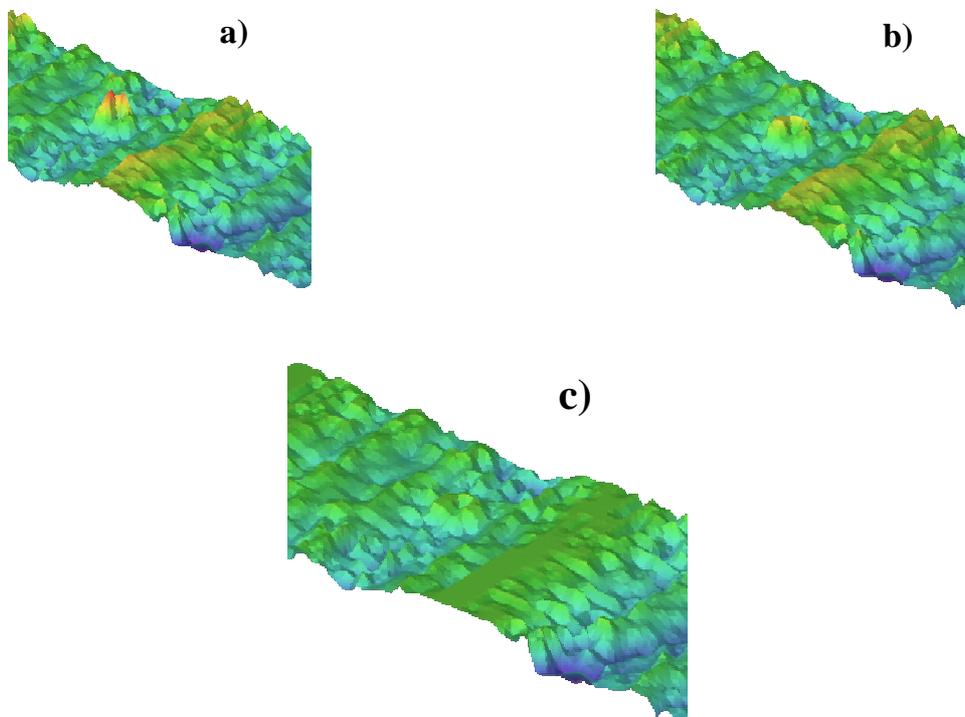


Figure 3.14 : Aspect de la surface rugueuse a) avant chargement, b) au 20<sup>ème</sup> pas de chargement, c) au 30<sup>ème</sup> pas de chargement

Les pas, représentés sur la figure 3.14, correspondent respectivement à des pressions moyennes de 1,17 MPa et 20,54 MPa.

La comparaison avec les mêmes cas de chargement obtenus avec le modèle élastique montre une plus grande surface de contact (facteur de contact de 0,0090 en élastoplastique contre 0,0065 en élastique pour le pas de chargement 30) mais, surtout, obtenue avec une pression de contact beaucoup plus faible.

Le modèle déterministe nous permet d'avoir des informations locales et ceci même pendant le calcul. Cependant, l'inconvénient du modèle déterministe réside dans le fait que le calcul ne peut être réalisé que sur un échantillon de la surface. Ce qui fait qu'on peut se poser des questions quant à la représentativité de l'échantillon.

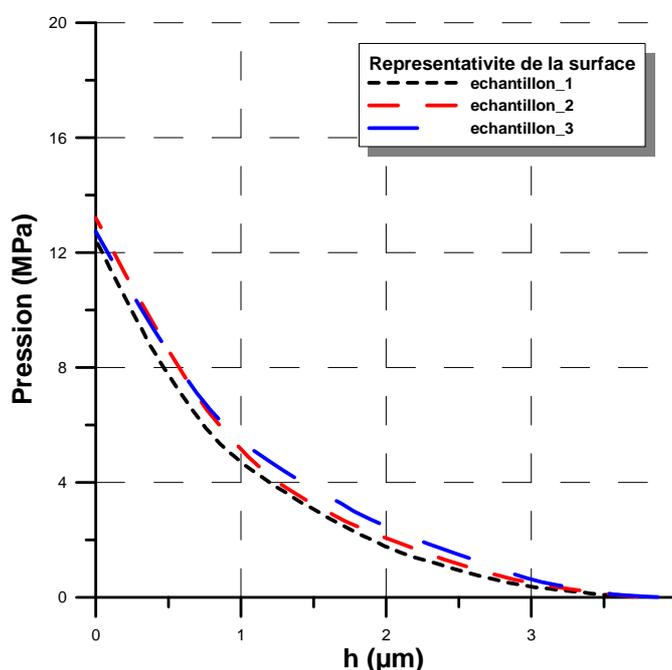


Figure 3.15 : Représentativité de l'échantillon utilisé pour le calcul déterministe

La figure 3.15 présente les courbes de pression obtenues sur trois échantillons différents choisis dans trois endroits différents de la surface de calcul. On considère que les différences entre les résultats obtenus pour les trois échantillons sont non significatives pour cette surface.

Un des grands inconvénients du calcul déterministe reste le temps de calcul. Plus l'échantillon est grand, plus on a d'éléments et plus les temps de calcul sont grands. A titre d'exemple, pour le maillage présenté sur la figure 3.8, qui comporte 85698 noeuds, les temps de calcul sont de 5 heures pour le cas élastique et de 13 heures pour le cas élastoplastique.

### 3.7.2. Validation pour la sphère

Comme les modèles statistiques sont basés sur les résultats du problème de contact d'une sphère isolée nous allons tout d'abord vérifier les solutions prises comme référence dans les trois modèles. Les

calculs dont les résultats sont présentés dans ce paragraphe ont été réalisés sur une sphère, représentant une seule aspérité, de rayon 0.5 mm. Le modèle déterministe par éléments finis reste celui décrit au paragraphe précédent. Le maillage de la sphère comporte 17800 nœuds.

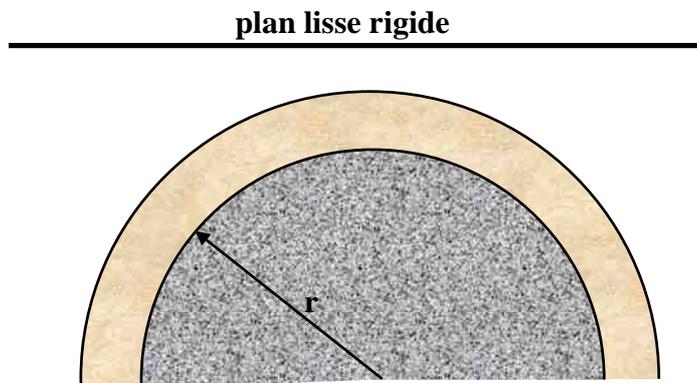
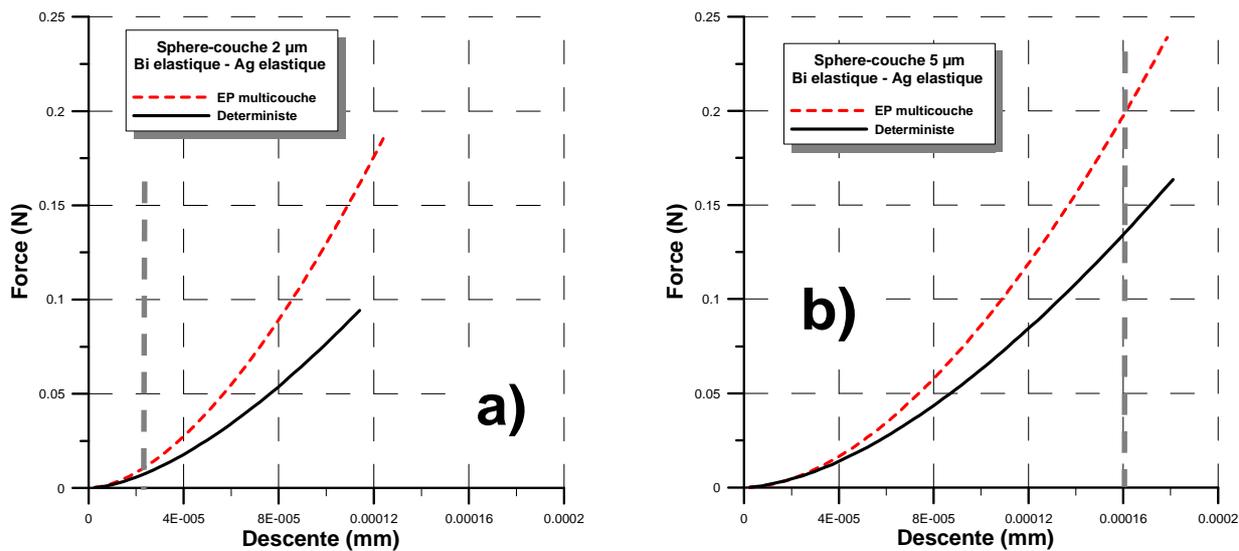


Figure 3.16 : Sphère

La sphère en argent, d'une épaisseur de 95  $\mu\text{m}$ , est recouverte d'une couche de bismuth d'épaisseurs égales à 2, 5 et 10  $\mu\text{m}$  (figure 3.16).

**Validation du comportement élastique**

Une première comparaison, entre les valeurs données par les calculs déterministes et celles données par les relations 3.42 à 3.45, est réalisée en considérant que la déformation des deux matériaux argent et bismuth est élastique.



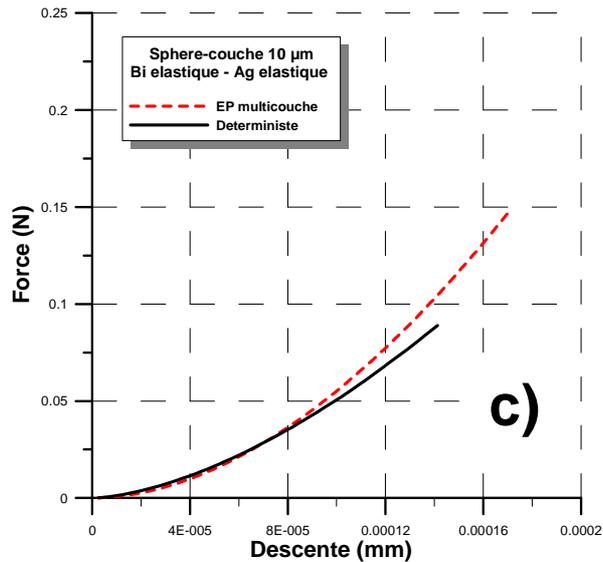


Figure 3.17 : Sphère en argent élastique, recouverte d'une couche en bismuth élastique, d'épaisseur :

a) 2  $\mu\text{m}$ , b) 5  $\mu\text{m}$  et c) 10  $\mu\text{m}$

On peut remarquer que cette comparaison donne des résultats satisfaisants dans le cas d'une couche épaisse et que plus la couche est amincie, plus les courbes s'écartent. Il ne faut pas perdre de vue que le cas élastique est valable tant que la valeur du  $(a/a_0)$  reste inférieure à 1 (éq. 3.44). Cette valeur limite a été marquée par le trait gris pointillé sur la figure 3.17, a) et b). Sur le dernier graphique c), la valeur limite du rapport  $(a/a_0)$  n'apparaît pas. Ceci est dû au fait que le calcul élastique est valable pour une descente de plus de 2  $\mu\text{m}$ , la limite du calcul réalisé.

#### **Validation du comportement élastoplastique**

Le modèle élastoplastique multicouche considère que le matériau du massif, à savoir l'argent, peut se déformer seulement de façon élastique, alors que dans le cas du modèle déterministe, l'argent peut se déformer également de façon plastique. On a donc décidé de réaliser la validation des relations 3.48 à 3.51 donnant la force de contact sous une aspérité en considérant que l'argent ne peut subir que des déformations de nature élastique (figure 3.18). en ce qui concernent les calculs déterministes présentés par la suite, l'indentation du plan lisse rigide a été limitée au quart de l'épaisseur du revêtement.

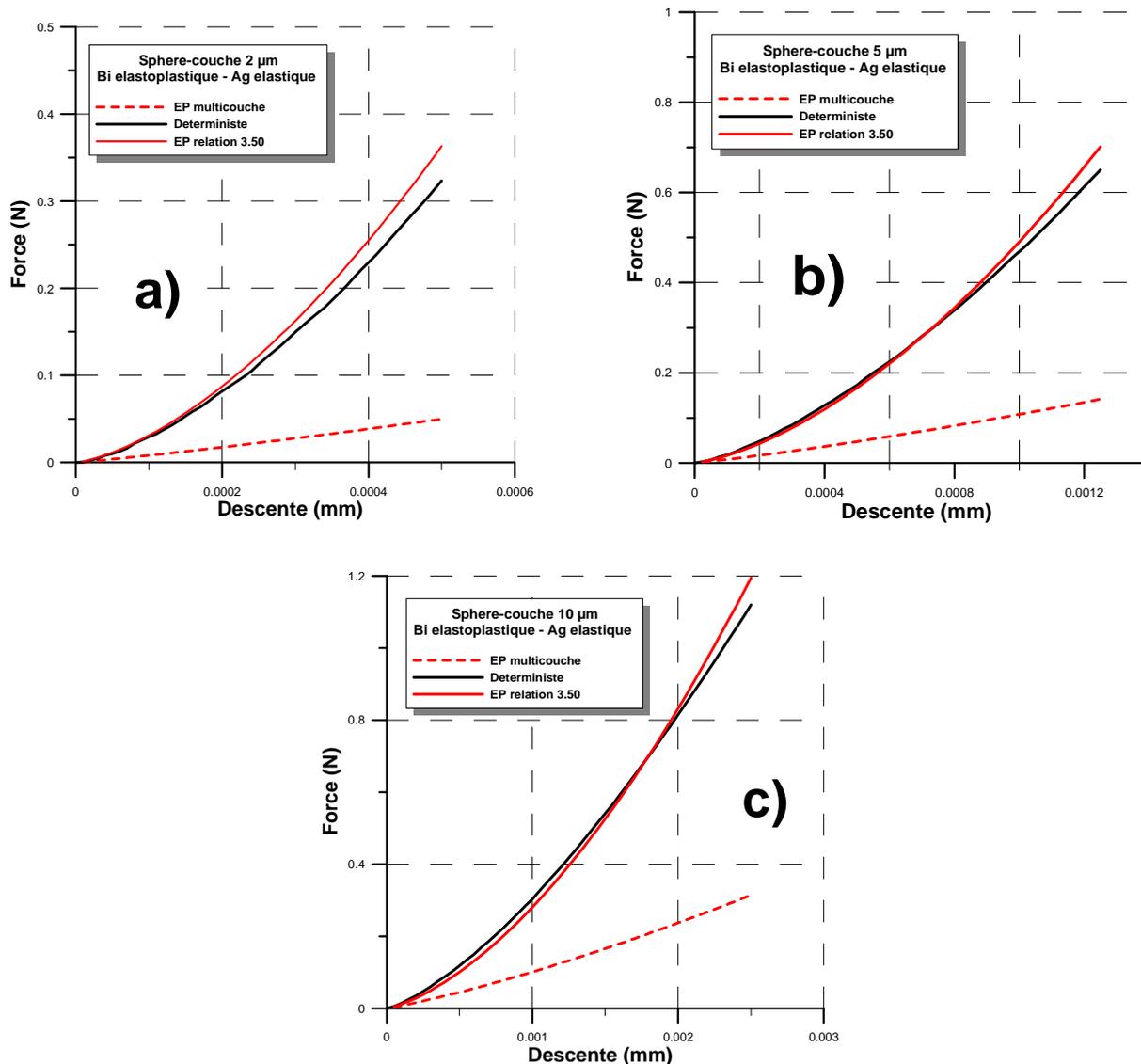


Figure 3.18 : Sphère en argent élastique, recouverte d'une couche en bismuth élastoplastique, d'épaisseur : a) 2 μm, b) 5 μm et c) 10 μm

Le seuil à partir duquel on commence à avoir de la déformation plastique ( eq. 3.46) a des valeurs très petites, de l'ordre de  $2,4 \times 10^{-6}$  mm et donc le passage dans la phase élastoplastique se fait très rapidement. Cependant cette phase élastique peut rester importante dans le cas des surfaces rodées, pour lesquelles les sommets des pics ont subi un aplatissement. On remarque une différence importante entre les résultats du calcul déterministe et ceux donnés par la relation 3.49, par contre on note que la concordance est bonne lorsqu'on utilise la relation modifiée 3.50.

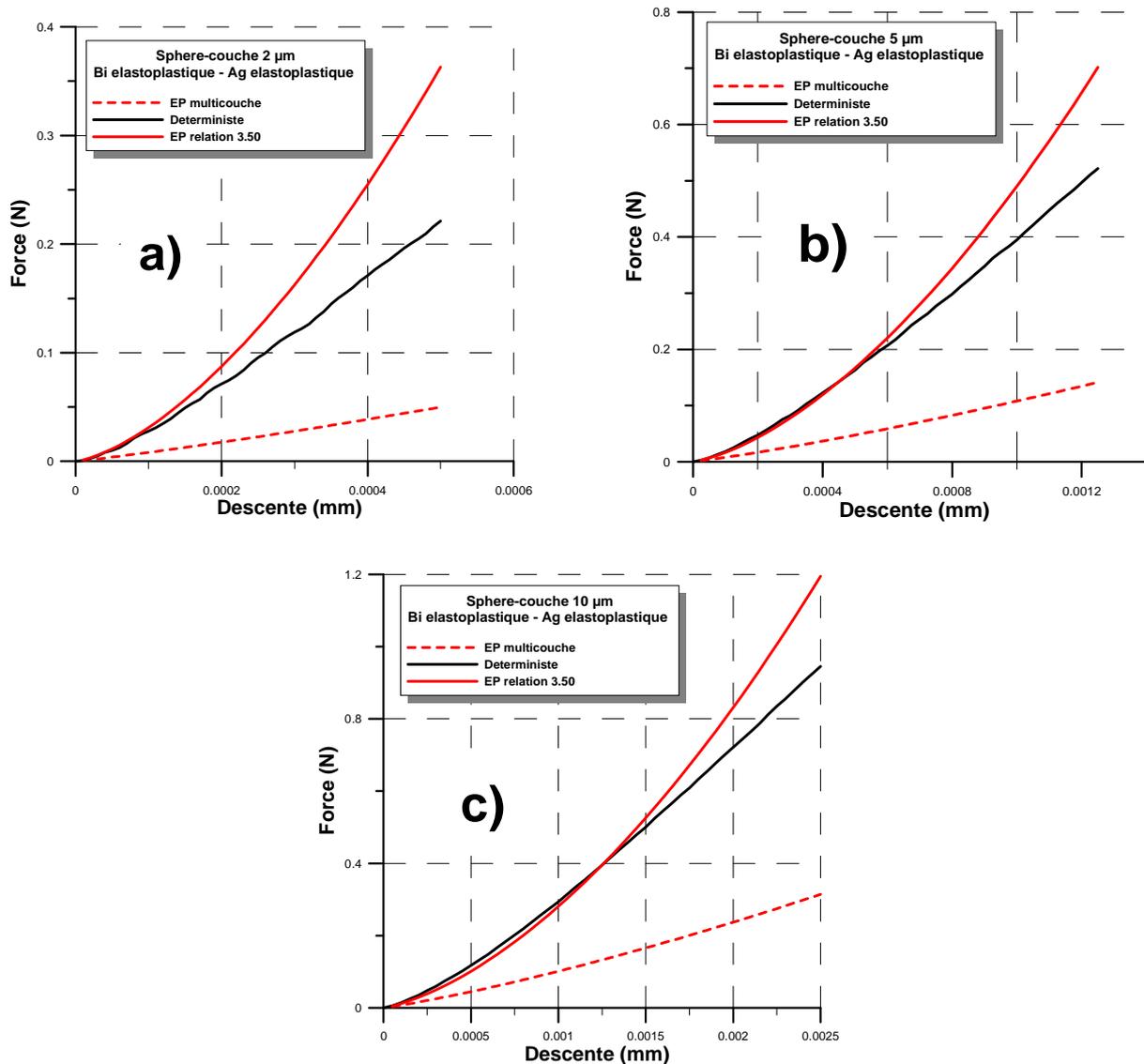


Figure 3.19 : Sphère en argent élastoplastique, recouverte d'une couche en bismuth élastoplastique, d'épaisseur : a) 2 μm, b) 5 μm et c) 10 μm

Lorsque le comportement élastoplastique de l'argent est pris en compte, dans l'approche déterministe, on constate une atténuation de la force en raison de la plastification de l'argent (figure 3.19).

La figure 3.20 présente les résultats obtenus pour une surface avec le substrat en cuivre et une couche en argent, d'épaisseur 2 μm, 5 μm et 10 μm. Cette configuration correspond à une situation après rodage de la pièce.

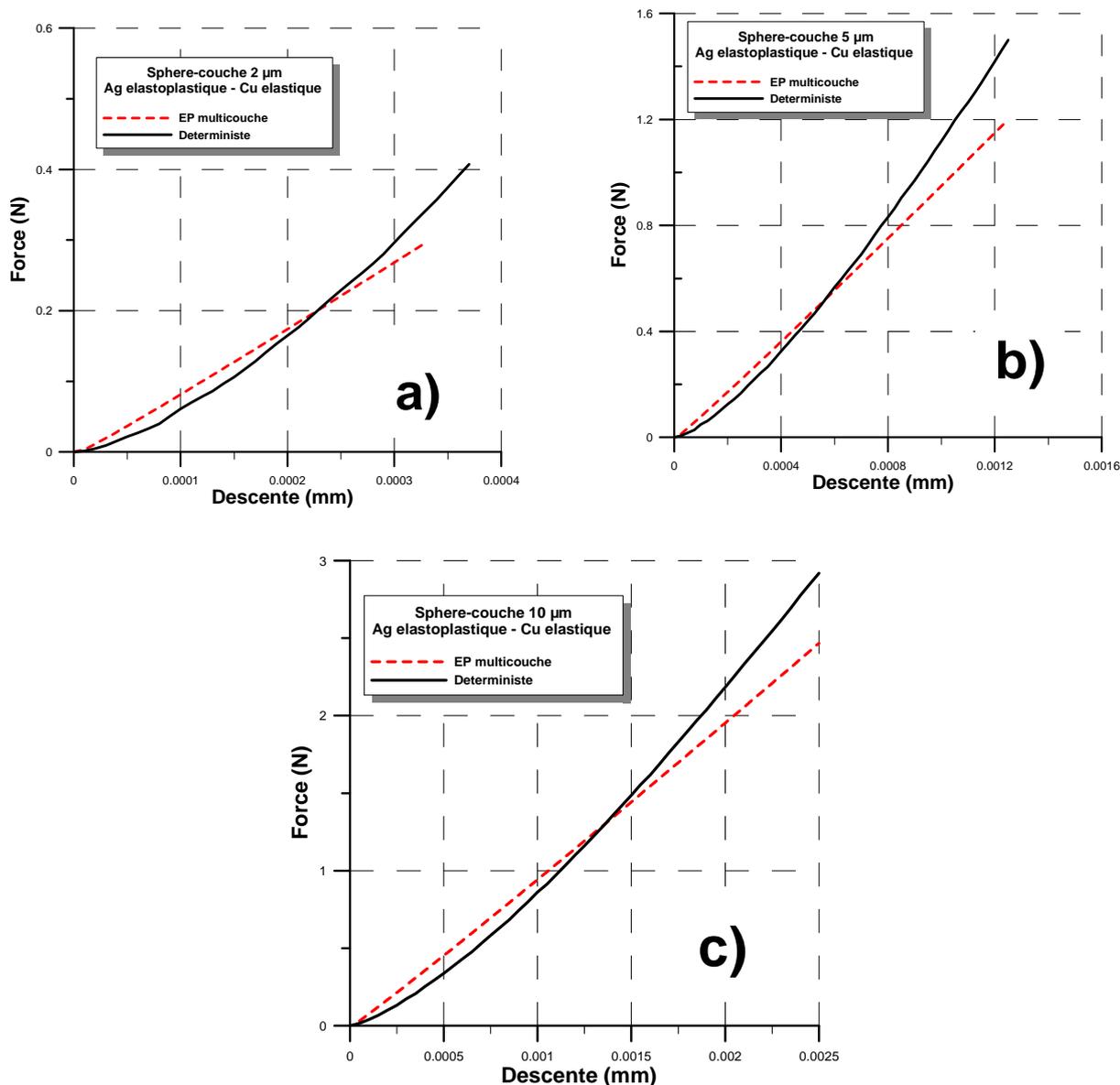


Figure 3.20 : Sphère en cuivre élastique, recouverte d'une couche en argent élastoplastique, d'épaisseur : a) 2  $\mu\text{m}$ , b) 5  $\mu\text{m}$  et c) 10  $\mu\text{m}$

On note que pour ce couple de matériaux la relation 3.49 donne des résultats en bon accord avec ceux obtenus par le calcul déterministe. DaSilva [126] a présenté des tests de validation de la méthode de Proгри [89], obtenus par comparaison avec des calculs Abaqus. Le couple de matériaux considérés est constitué d'un revêtement d'argent sur massif en acier. Pour le cas traité, les résultats obtenus présentent également une bonne concordance.

D'une façon générale, la validation des solutions à la base du modèle statistique multicouche a été réalisée. Il semble cependant que ces solutions pour une seule aspérité, ne sont valables que pour un déplacement de la surface antagoniste inférieure à un 20<sup>ème</sup> de l'épaisseur de la couche, ce qui correspond à un chargement peu important, c'est-à-dire, seulement au début de celui-ci. Se pose alors

la question de savoir quel va être le comportement des modèles lorsque de nombreuses aspérités avec des hauteurs et des chargements différents vont intervenir.

### 3.7.3. Sensibilité en fonction des paramètres de surface et validation des modèles statistiques pour la surface numérique

La spécificité de la surface réelle réside dans sa composition multicouche. Le massif en acier est revêtu d’une couche de cuivre d’une épaisseur de 300 µm, elle-même revêtue de couches de bismuth et d’argent d’une épaisseur de 5 µm. Cependant les modèles statistiques ne peuvent prendre en compte que le matériau de surface, c’est-à-dire le bismuth, pour le modèle élastique et élastoplastique mono matériau. Le modèle élastoplastique multicouche permet la prise en compte d’un matériau comportant deux couches. Dans ce cas, notre choix porte sur une surface en argent, couverte d’une couche de bismuth d’épaisseur 5 µm.

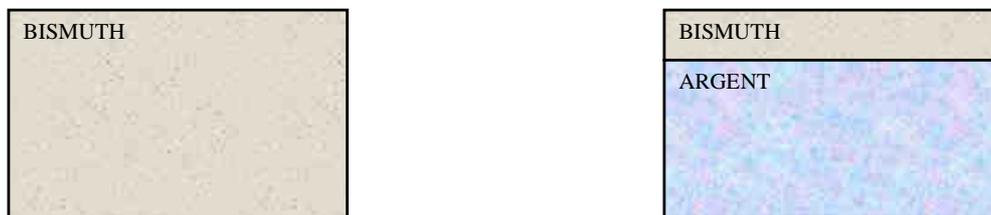


Figure 3.21 : Composition de la surface numérique pour un calcul élastique et élastoplastique mono matériau (gauche) et pour un calcul élastoplastique bi matériau (droite)

Le système étudié comprend une surface rugueuse et une surface lisse. La surface rugueuse a une structure conforme à la figure 3.21; on considère la surface lisse en acier et on l’appellera surface antagoniste. Les caractéristiques des matériaux doivent être connues pour les deux surfaces d’étude ainsi que pour la surface antagoniste. Celles-ci sont données dans le tableau 3.1.

#### Modèle monocouche avec un comportement élastique

En plus des valeurs du module de Young et du coefficient de Poisson, pour le modèle élastique il est nécessaire de connaître les valeurs de la densité des aspérités, le rayon moyen, la moyenne et l’écart type des pics d’aspérités. Ces valeurs présentées tableau 3.3 sont obtenues à partir des paramètres de surfaces, en utilisant les expressions (3.22), (3.23) et (3.27). On considère la moyenne des pics d’aspérités égale à la moitié de la profondeur moyenne des motifs :

$$\text{moyenne pics} = \frac{R}{2} \tag{3.55}$$

Surfaces d’étude	Densité des aspérités (1/mm <sup>2</sup> )	Rayon moyen des pics (mm)	Ecart type des pics (mm)	Moyenne des pics (mm)
Surface théorique	51.26	0.66	1.17e-3	0.016

Tableau 3.3 : Caractéristiques des surfaces en contact

Le modèle élastique étant basé sur ces expressions qui utilisent des valeurs moyennes des paramètres de surface, il est intéressant de voir l'évolution des courbes de pression en fonction de la dispersion de ces paramètres (Annexe I)

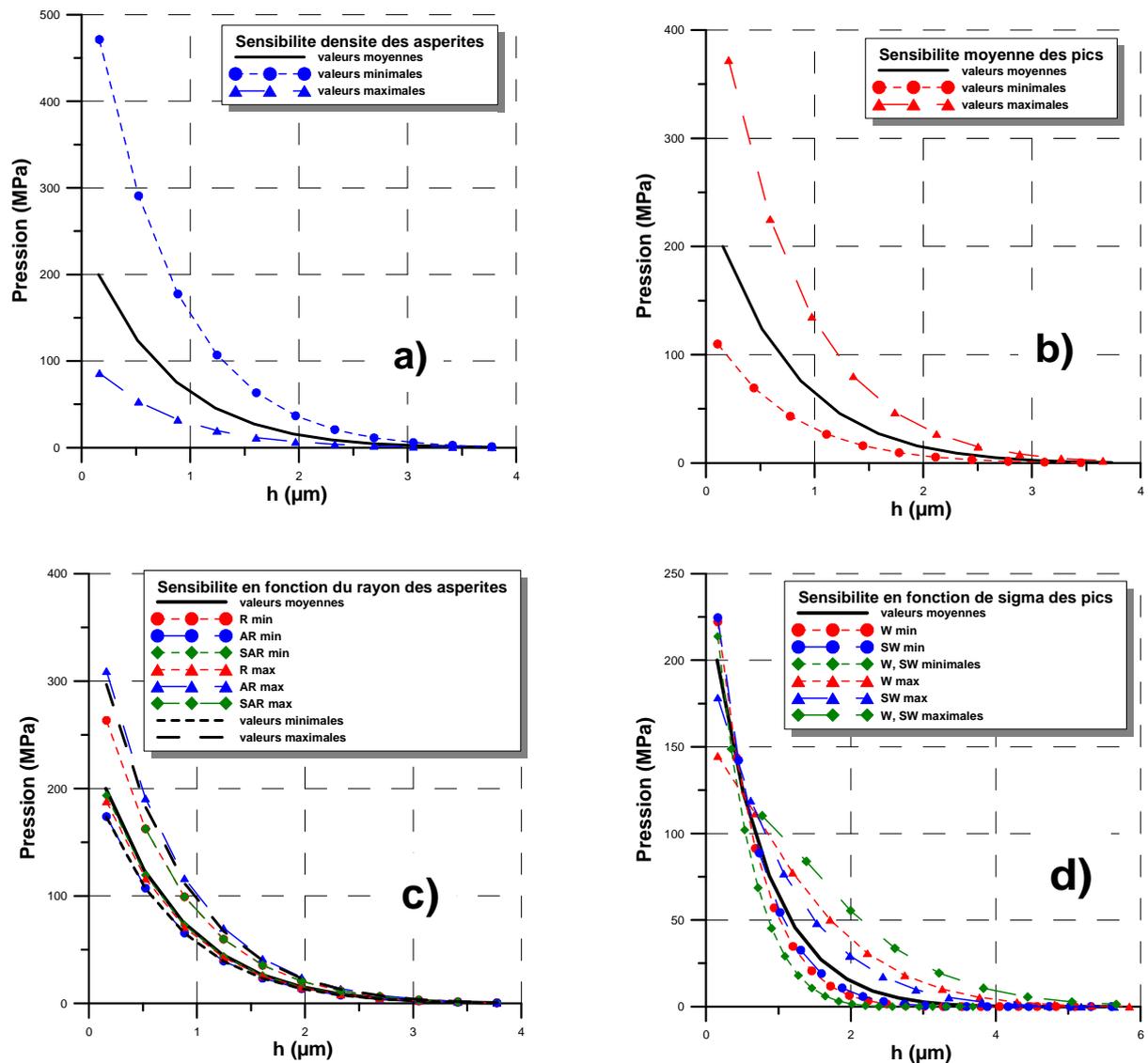


Figure 3.22 : Pression de contact en fonction de la dispersion des paramètres de surface : a) densité des aspérités, b) moyenne des pics, c) rayon des aspérités et d) écart type des pics

Comme on peut l'observer (figure 3.22), dans le cas de la surface réelle, la pression de contact élastique est assez sensible aux paramètres de surface. On remarque spécialement l'influence très importante des paramètres AR et R qui interviennent principalement dans le calcul des expressions de la densité des pics et respectivement de la moyenne des pics. Pour obtenir le comportement moyen d'une surface, les paramètres microgéométriques moyens doivent être déterminés avec une grande précision, ce qui impose un nombre important de mesure à des endroits couvrant au maximum l'aire de contact.

### Modèle monocouche avec un comportement élastoplastique

Ce modèle est également basé sur les paramètres de la norme motif, qu'on retrouve dans le tableau 3.2. A partir de ces valeurs, auxquelles on rajoute les valeurs de la surface antagoniste, qui dans le cas présent est considérée comme étant lisse, les paramètres de la surface somme sont calculés, en suivant la démarche présentée précédemment. Ces paramètres de la surface somme interviennent directement dans le modèle de calcul et servent aussi pour calculer les valeurs de la densité des aspérités, le rayon moyen, la moyenne et l'écart type des pics d'aspérités, de la surface somme, nécessaires lors du calcul et qu'on retrouve dans le tableau 3.3.

Une autre donnée nécessaire pour le calcul est la limite de plasticité de la surface la plus tendre. Dans notre cas, la surface la plus tendre est celle en bismuth et sa limite de plasticité est de 14 MPa.

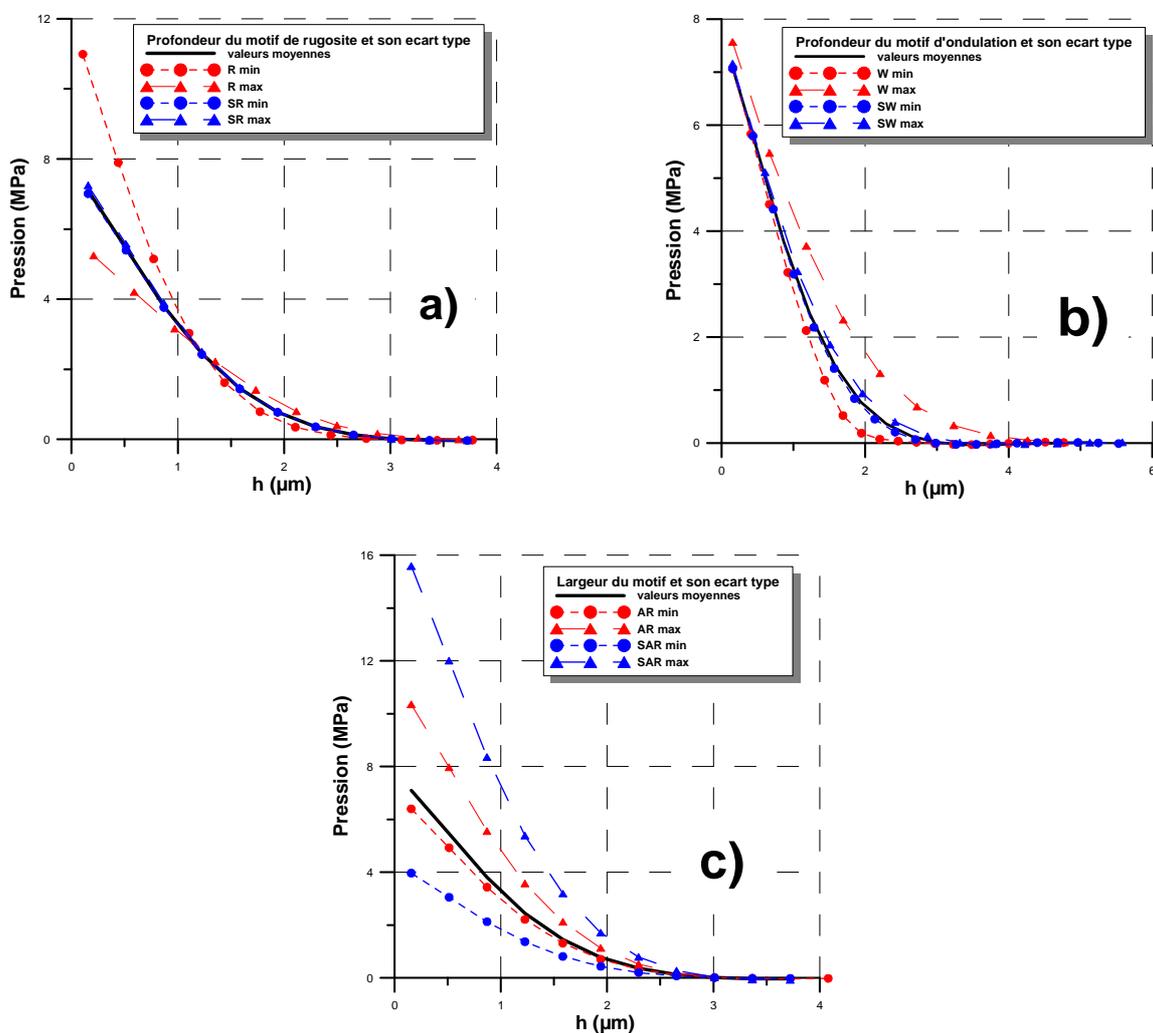


Figure 3.23 : : Pression de contact en fonction des paramètres de la norme motif : a) profondeur du motif de rugosité et son écart type, b) profondeur du motif d'ondulation et son écart type, c) largeur du motif de rugosité et son écart type

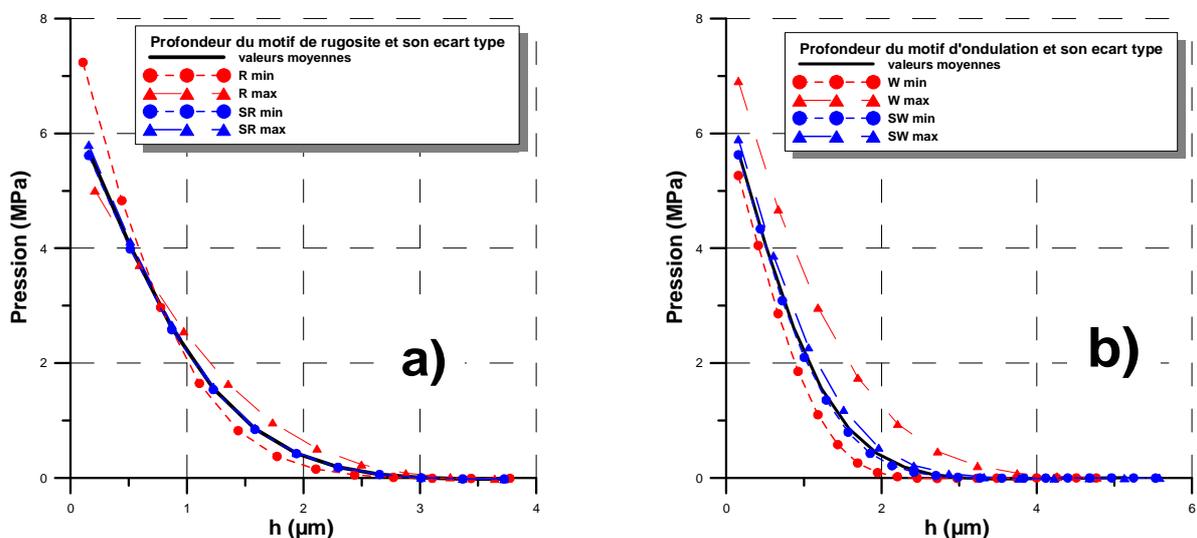
Sur la figure 3.23 a) on remarque une sensibilité des résultats de la pression en fonction des valeurs de la profondeur du motif de rugosité. On observe aussi que les mêmes courbes de pression ne sont pas sensibles aux variations des valeurs des moyennes quadratiques de ces profondeurs des motifs de rugosités. On remarque un comportement similaire, en ce qui concerne la variation des courbes de pression en fonction de la profondeur et de l'écart type de la profondeur des motifs d'ondulation. Les deux derniers paramètres pour lesquels cette investigation a été réalisée sont la longueur du motif de rugosité et son écart type. On observe que les valeurs de la courbe de pression sont très sensibles aux variations de ces deux paramètres. Les valeurs de références sont les valeurs moyennes du tableau 3.2. Ce premier modèle élastoplastique mono-matériau, également sensible aux paramètres de surface, nécessite des précautions de mesure des paramètres microgéométriques.

### Modèle multicouche avec un comportement élastoplastique

Le modèle élastoplastique multicouche est en fait un modèle de contact élastoplastique lorsque l'une des surfaces est bi-matériau, qui permet de prendre en compte à la fois le massif et la couche de la surface.

On s'intéresse à la sensibilité de la pression en fonction des paramètres de surface (figure 3.24).

Pour ce modèle, le comportement des courbes de pression de contact est similaire à celui du modèle élastoplastique mono-matériau. Les différences entre les courbes de pression, en fonction de la profondeur et d'écart type des motifs de rugosité et d'ondulation sont moins significatives que celles pour les courbes de pression obtenues en faisant varier la largeur du motif de rugosité et son écart type. Pour ce modèle également, les paramètres microgéométriques injectés dans le calcul doivent être déterminés avec prudence. Par ailleurs, il est important de rappeler les hypothèses de ce modèle. Parmi celles ci on compte le fait que la couche doit être très fine par rapport au massif. On présume que, dès que le seuil de plasticité est atteint, la couche se plastifie dans la totalité de son épaisseur. On suppose également que le matériau de la couche est nettement plus tendre que celui du massif.



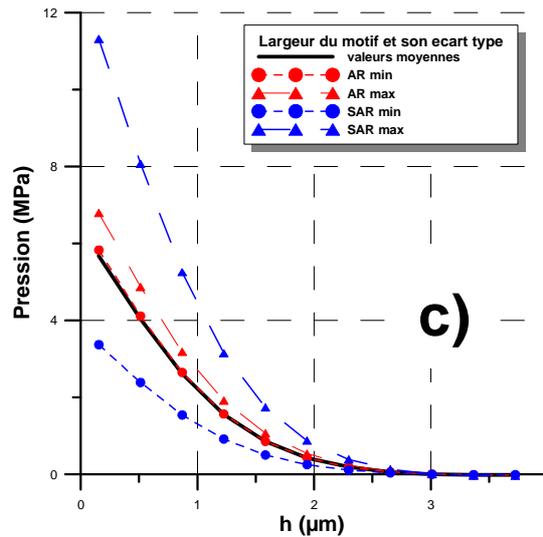


Figure 3.24 : Pression de contact en fonction des paramètres de la norme motif : a) profondeur du motif de rugosité et son écart type, b) profondeur du motif d'ondulation et son écart type, c) largeur du motif de rugosité et son écart type

### 3.7.4. Comparaison entre les modèles statistiques et le modèle déterministe pour la surface numérique

Une comparaison entre ces deux démarches différentes, statistique et déterministe, a été réalisée sur deux surfaces théorique et réelle, présentée dans le chapitre 2 (figure 2.40).

#### 3.7.4.1. Comparaison en utilisant les modèles élastiques

Une comparaison pour la pression de contact élastique a été réalisée. Pour faire cette comparaison quelques modifications s'imposent. Le modèle déterministe a été adapté pour pouvoir être comparé au modèle élastique de Greenwood et Williamson, en conservant un seul matériau, le bismuth. Donc dans les deux cas, la massif rugueux est entièrement en bismuth et le corps antagoniste est en acier et a une surface lisse. Deux autres configurations sont également présentées : un calcul déterministe avec un massif en argent qui comporte un revêtement d'une seule couche en bismuth, d'une épaisseur de 5 μm et un calcul statistique sur un massif entièrement en argent. Les résultats obtenus sont comparés sur la figure 3.25.

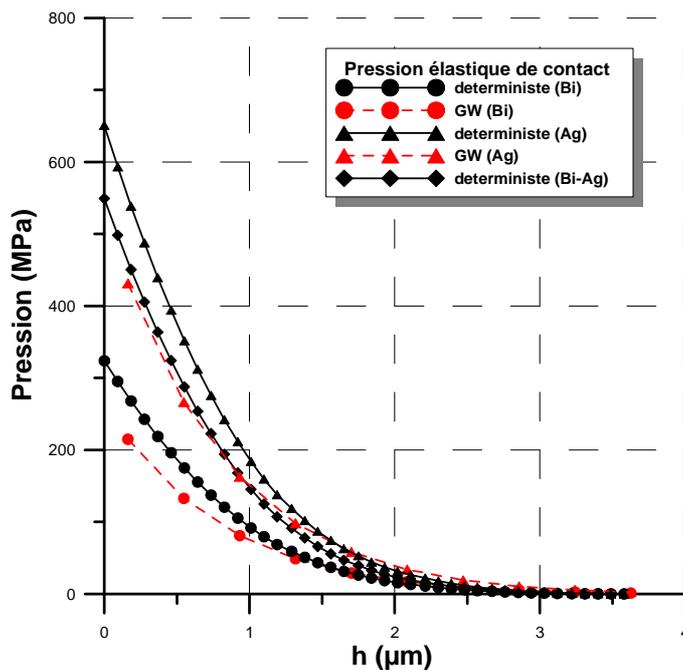


Figure 3.25 : Pression de contact élastique (surface numérique)

### Calcul déterministe

La pression de contact calculée sur un massif bi-matériau bismuth – argent ou sur un massif entièrement en argent, est plus importante que la pression de contact élastique calculée sur un massif en bismuth. Cette conclusion semble être cohérente ; à la résistance élastique du bismuth, on rajoute la résistance due à un matériau plus rigide, celui du massif en argent. Ce comportement est également confirmé par l'évolution de la courbe de pression pour le massif bismuth – argent. Au début du contact, cette courbe de pression suit bien l'évolution de la courbe de pression du massif entièrement en bismuth et par la suite se détache pour suivre l'évolution de la courbe de pression du massif en argent.

### Calculs statistiques

Cette tendance se retrouve avec les calculs statistiques sur matériaux homogènes. La courbe obtenue avec la théorie de Greenwood et Williamson pour l'Argent massif est au dessus de celle du Bismuth.

### Comparaison statistique - déterministe

Cependant cette comparaison doit être prise avec précaution, étant supposé que ce modèle est valable seulement si les aspérités conservent un comportement élastique. Le niveau de pression obtenu atteste d'une plastification probable des aspérités pour les deux matériaux envisagés.

### 3.7.4.2. Comparaison en utilisant les modèles élastoplastiques

Une comparaison est réalisée entre le calcul déterministe et le calcul par les modèles statistiques dans le cas élastoplastique pour un massif homogène en bismuth et pour un massif en argent revêtu d'une couche en bismuth d'épaisseur  $5 \mu\text{m}$ . Les résultats obtenus et présentés figure 3.27 nous paraissent

satisfaisants en ce qui concerne l'évolution des courbes de pression pour les deux matériaux. Les différences entre les deux courbes de calcul déterministe (Bi et Bi-Ag) peuvent s'expliquer évidemment par les propriétés des matériaux. Le fait que les valeurs de la courbe de pression pour le massif bismuth – argent sont plus importantes se justifie par l'influence de l'argent, beaucoup plus rigide et plus dur, qui se rajoute à celle du bismuth. Dans le cas du calcul statistique, la tendance remarquée est similaire.

Dans le cas du mono matériau Bi ou du revêtement Bi sur Ag, nous pouvons constater un accord satisfaisant entre les méthodes statistique et déterministe (figure 3.26).

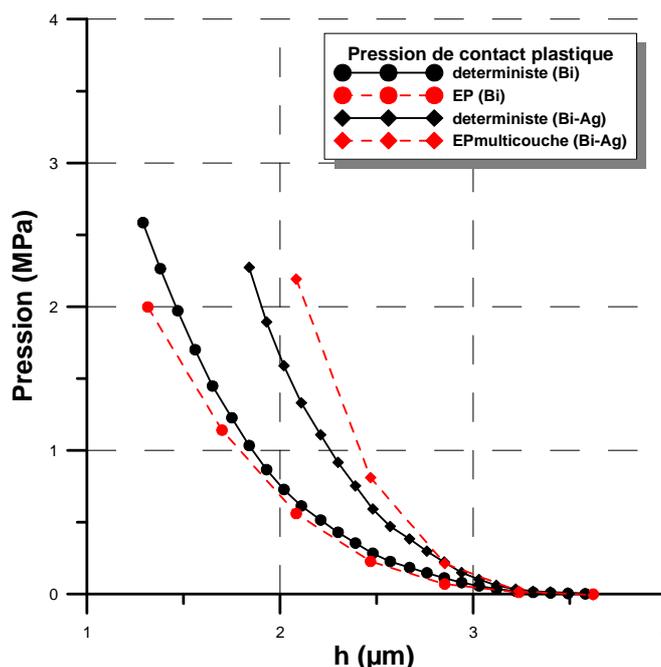


Figure 3.26 : Pression de contact plastique (surface numérique)

### 3.7.5. Comparaison entre les modèles statistiques et le modèle déterministe pour la surface réelle

Les résultats présentés au paragraphe précédent ont été obtenus pour une surface générée numériquement.

La surface réelle n'est pas aussi « propre » que la surface numérique et présente des pics importants. Des îlots apparaissent en différents points de la surface ainsi que des sillons ou cratères relativement profonds avec des pentes qui peuvent dépasser  $40^\circ$ . Un seul pic, présent sur la partie gauche de l'image de la surface initiale, a été écrêté au delà de  $5 \times \sigma$  (figure 3.27).

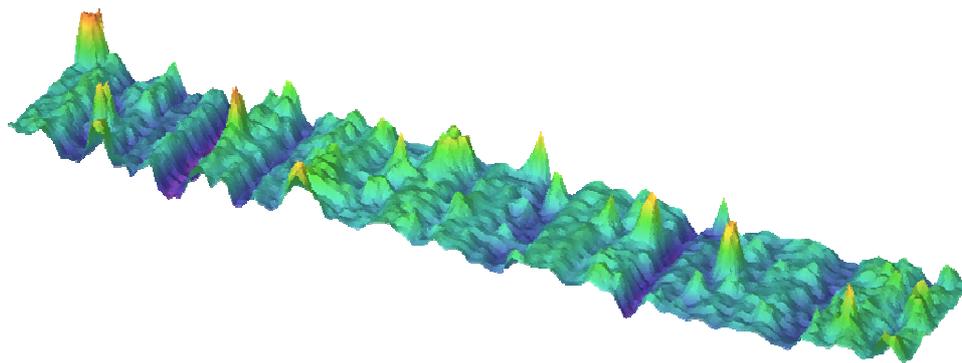


Figure 3.27 : Surface réelle, obtenue suite à une métrologie

Les paramètres de surface utilisés pour les calculs statistiques sont présentés dans le tableau 3.2.

**Comportement élastique**

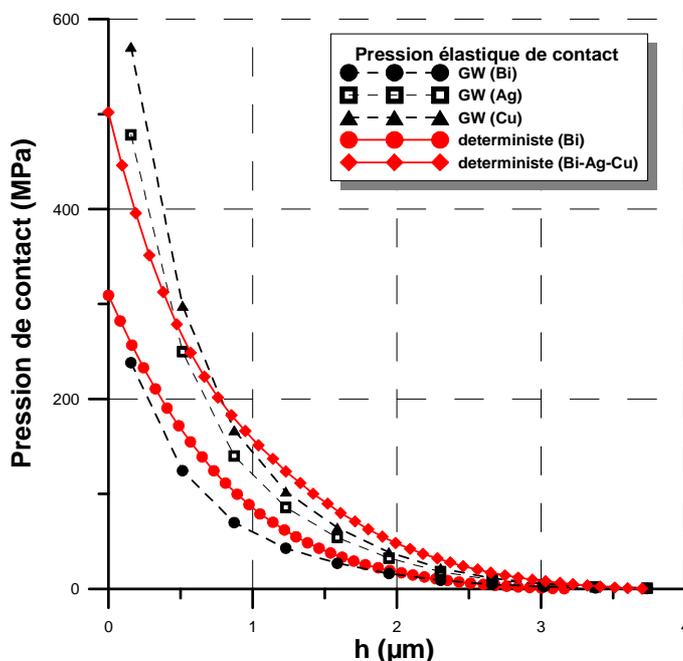


Figure 3.28 : Pression de contact élastique

Un premier calcul déterministe élastique a été réalisé pour un massif entièrement en bismuth. Le deuxième calcul déterministe a été réalisé pour un massif en cuivre, revêtu par deux couches d'argent et de bismuth, les deux ayant une épaisseur de 5 μm. L'échantillon initial présente à la base de l'acier qui est couvert par les trois matériaux mentionnés ci-dessus. L'épaisseur du domaine de calcul n'est pas suffisante pour atteindre ce quatrième matériau. Ces deux calculs sont comparés figure 3.28 avec des calculs statistiques réalisés pour le même massif en bismuth, en argent ou en cuivre. Cette comparaison nous permet de quantifier l'influence de ces trois matériaux sur le calcul statistique et de choisir celui qui se rapproche le plus d'une situation aussi réelle que possible.

## Comportement élastoplastique

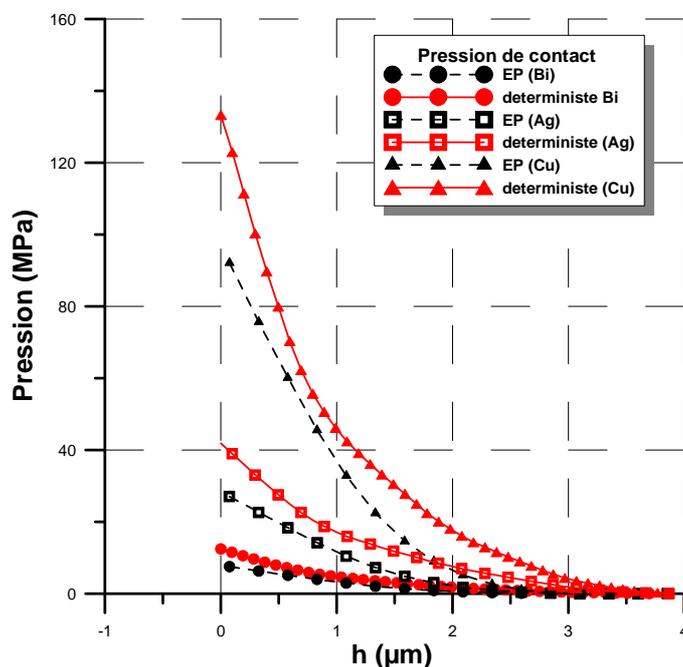


Figure 3.29 : Comparaison entre le modèle déterministe et le modèle statistique élastoplastique mono matériau

Des calculs déterministes élastoplastiques réalisés pour le massif entièrement en bismuth sont comparés sur la figure 3.29 avec des calculs statistiques élastoplastiques mono-matériau. Des comparaisons similaires sont réalisées pour l'argent et le cuivre. Il est intéressant d'observer le comportement des couples de courbes déterministe- statistique, pour le même matériau. On remarque que les deux courbes ont la même tendance, mais que l'écart augmente avec la diminution de l'épaisseur du film. Ce phénomène peut être dû au fait que le modèle déterministe fait une mise à jour de la rugosité, tout au long du calcul, alors que dans le cas du calcul statistique, la rugosité n'évolue pas.

Les deux calculs déterministes élastoplastiques ont été réalisés pour le massif comportant trois matériaux (cuivre recouvert par deux couches d'argent et bismuth, d'épaisseur  $5 \mu\text{m}$  chacune) et seulement deux matériaux, un massif en argent couvert par une couche de bismuth de  $5 \mu\text{m}$ . Nous pouvons noter, au plan du comportement en écrasement, la faible influence de la couche de Bismuth. Ces calculs sont également comparés (figure 3.30) avec un calcul statistique élastoplastique bi-matériaux (massif en argent couvert par une couche de bismuth de  $5 \mu\text{m}$ ). La concordance est bonne jusqu'à un niveau de chargement qui amène la surface antagoniste à moins de la moitié de la hauteur moyenne des pics ( $1,6 \mu\text{m}$  dans le cas présent).

En tenant compte de l'état de cette surface réelle, qui est beaucoup plus accidentée qu'une surface numérique on peut conclure que les résultats donnés par les modèles statistiques et particulièrement le modèle élastoplastique bicouche sont très satisfaisants pour le calcul de la pression de contact d'une surface réelle.

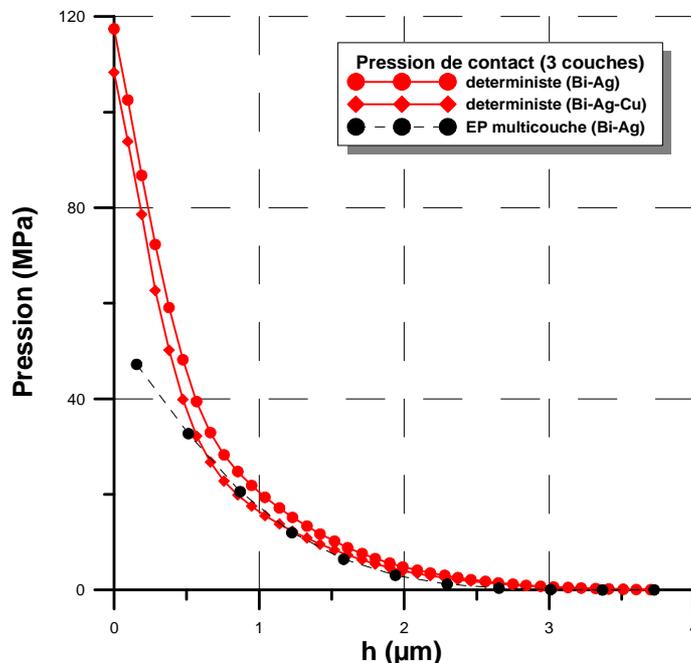


Figure 3.30 : Comparaison entre le modèle déterministe multi-matériau et le modèle statistique élastoplastique bi-matériau

### 3.8. Conclusions et contexte industriel

Ce chapitre dédié à la modélisation du contact rugueux avait comme but de préparer l'intégration de ce phénomène complexe dans un outil de calcul qui peut être utilisé dans un contexte industriel.

Trois modèles de contact rugueux élastique, élastoplastique et élastoplastique multicouches ont été détaillés. Le premier est le modèle élastique de Greenwood et Williamson. Largement utilisé dans la littérature, il a retenu notre attention en raison de sa simplicité et de la justesse de ses résultats. Un deuxième modèle de contact, un modèle complet élastique, élastoplastique et plastique, proposé par Robbe-Valloire a été détaillé. Ce modèle est basé sur les paramètres statistiques des surfaces en contact. Un des grands avantages du modèle est le fait que les paramètres de surface peuvent être obtenus suite à des mesures 2D ou 3D et l'obtention des résultats est presque instantanée. Ce modèle est valable seulement pour des matériaux homogènes, d'où notre choix d'un troisième modèle. Ce dernier représente le deuxième modèle adapté à des matériaux multicouche. Ces trois modèles statistiques ont été comparés à un modèle déterministe, en éléments finis. Les différences entre les

résultats obtenus peuvent être principalement expliquées par les différences entre les deux méthodes abordées. Les modèles statistiques ont l'avantage de travailler sur la surface entière, éliminant ainsi les problèmes de représentativité de la surface, mais ne fournissant que le comportement moyen de la surface. Cependant, on tient à préciser que le calcul en élastoplastique intègre la déformation plastique du contact mais ne la calcule pas. Avec la méthode déterministe, le calcul est réalisé sur un échantillon de la surface, ce qui permet de surligner les spécificités de comportement de la zone considérée. En augmentant la taille de l'échantillon, on augmente de façon importante le temps de calcul, qui déjà n'est pas du tout négligeable. Toutes ces différences entre les deux méthodes peuvent expliquer les différences entre les résultats obtenus. Ces trois modèles nous permettent de couvrir tous nos besoins, même pour les cas les plus particuliers.

Une fois la modélisation du contact rugueux réalisée, il faut passer au pas suivant qui est la modélisation de l'usure entre des surfaces rugueuses, sujet auquel nous avons consacré le chapitre suivant.

# Chapitre 4

## Usure

### *4.1. Introduction*

L'usure fait partie des endommagements les plus observés dans un moteur. La perte d'épaisseur et l'usure des paliers peuvent se réaliser suivant différents mécanismes qui ont été décrits au paragraphe 1.6.1.

Ce chapitre est dédié à l'étude de l'usure et il est composé de trois parties, une partie expérimentale et une partie théorique, suivies par la présentation des résultats. Les études expérimentales sont réalisées à l'aide d'un tribomètre pion-disque avec un mode de contact de type plan-plan. Les essais de glissement ont permis d'évaluer les évolutions du coefficient de frottement et d'usure en fonction de variables telles que la pression de contact et la vitesse de glissement. Dans la partie théorique, trois modèles numériques d'usure avec une approche différente du phénomène seront exposés. Les trois modèles sont basés sur le modèle d'usure d'Archard. Pour conclure, les résultats des calculs pour les facteurs d'écoulement, de contact et d'usure d'un palier de tête de bielle seront présentés.

### *4.2. Approches expérimentales*

Dans ce paragraphe nous allons décrire les essais expérimentaux qui ont été réalisés sur un tribomètre pion-disque pour un couple de matériaux identique avec le couple coussinet - arbre d'une bielle réelle. Les résultats obtenus seront analysés afin de déterminer des coefficients d'usure dans une phase de rodage et une phase d'usure stationnaire.

#### *4.2.1. Description du tribomètre pion-disque*

Le tribomètre utilisé permet de mesurer les variations de la force de frottement en fonction de la vitesse et de l'effort normal.



*Figure 4.1. : Tribomètre pion-disque*

Le principe de fonctionnement de ce tribomètre consiste en la mise en contact de deux surfaces : un pion stationnaire (2 – sur la Figure 4.2.) et un disque tournant (1 – sur la Figure 4.2.). Le pion est fixé à un bras équilibré en liaison cardan avec le bâti. Le disque est monté sur une broche. La mesure de la vitesse de rotation du disque se fait au niveau de la broche par un tachymètre électronique à capteur inductif. La variation de la vitesse est obtenue par un moteur à courant continu asservi. Il permet d'obtenir des vitesses de glissement comprises entre 0,1 et 3,0 m/s. La force tangentielle de frottement est mesurée par un capteur de force à jauge. Le signal issu du capteur de force est amplifié et envoyé sur une table traçante. La force normale est appliquée par des masses suspendues à l'extrémité du bras articulé. Le pion et le disque sont totalement immergés dans l'huile contenue dans une cuve thermostatique en acier de contenance 0,5 l environ. Cette cuve présente la particularité d'avoir une double paroi dans laquelle circule en continu un fluide caloporteur. Ce dispositif permet de maintenir à une température moyenne constante le lubrifiant. Le cryothermostat, auquel la cuve thermostatique est reliée, permet d'obtenir des températures de travail comprises entre -30°C et 120°C qui correspondent au domaine d'utilisation conventionnelle des huiles.

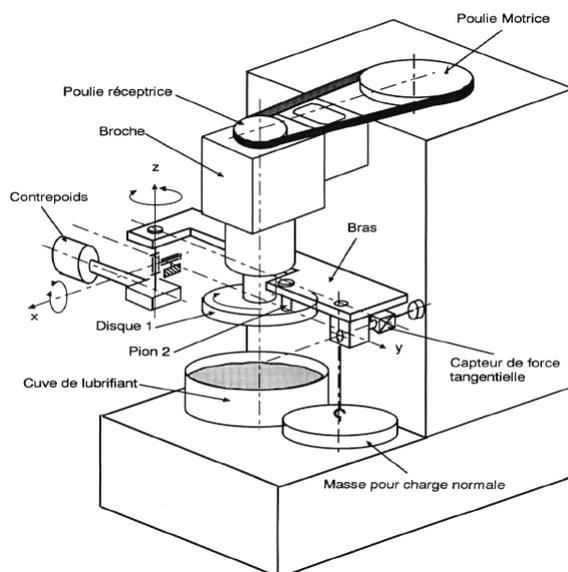


Figure 4.2. : Schéma du tribomètre pion-disque

Le contact entre le pion et le disque est de type plan-plan. La force normale, la température du lubrifiant et la vitesse de rotation sont réglés en fonction des conditions expérimentales requises. Les principaux réglages du tribomètre, utilisés dans cette étude, sont présentés dans le tableau suivant.

<b>Contact</b>	<b>Plan-plan (échantillon carré 5x5 mm)</b>
<b>Mouvement</b>	<b>Circulaire continu</b>
<b>Vitesse</b>	<b>Variable (de 0,1 à 3,0 m/s)</b>
<b>Pression moyenne imposée</b>	<b>Constante pour chaque essai (de 2 à 6 MPa)</b>
<b>Ambiance</b>	<b>Lubrifiée, 80°C</b>
<b>Mesures</b>	<b>Force de frottement</b>

Tableau 4.1. : Conditions générales d'essai

Les éprouvettes utilisées sur le tribomètre sont un disque, ici réalisé en acier traité et un pion réalisé en matériau multicouches.

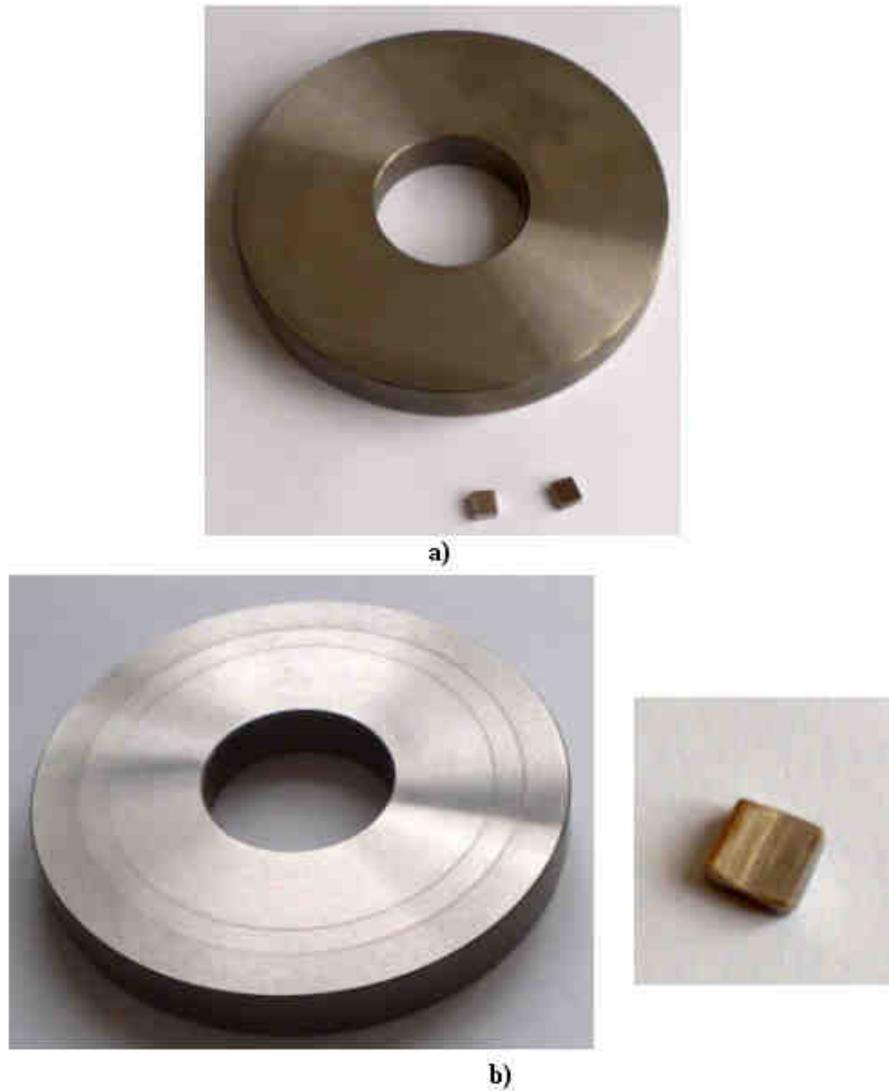


Figure 4.3. : Epreuves utilisées : un disque et deux pions ; a) pièces neuves, b) pièces usées

#### 4.2.2. Opérations réalisées pendant les essais sur tribomètre

Certaines opérations avant, pendant, et après chaque essai sont nécessaires pour le bon déroulement de l'essai.

##### Avant essai :

- Nettoyage des éprouvettes à l'acétone et par ultrasons,
- Analyse visuelle des pions à l'aide d'un microscope,
- Pesée des pions avant essai sur une balance de précision ( $\pm 10^{-4}$  g),
- Montage du pion et du disque sur le tribomètre,
- Etalonnage de la machine,

- Immersion dans le bain lubrifiant,
- Chauffage de l'huile et stabilisation de la température,
- Application de la charge.

***Pendant l'essai proprement dit :***

- Stabilisation de la vitesse de départ,
- Mesure de la force de frottement et détermination du coefficient de frottement,
- En fin d'essai, suppression du contact pion-disque,
- Vérification de l'étalonnage réalisé avant l'essai.

***Après l'essai :***

- Démontage des éprouvettes,
- Dégraissage des éprouvettes à l'acétone et par ultrasons,
- Analyse visuelle des pions à l'aide d'un microscope,
- Pesée des pions,
- Analyse des frictiogrammes.

Le bain lubrifiant peut être réutilisé pour plusieurs essais en fonction de l'état de sa coloration. Après le dernier essai avec un lubrifiant, la cuve est vidée, nettoyée et dégraissée à l'acétone.

### ***4.2.3. Résultats obtenus pendant les essais***

Nous avons réalisé des essais avec différentes conditions de fonctionnement, telles que vitesse, pression et durée. Pour chacun de ces essais, nous avons exploité les valeurs de frottement et d'usure. L'ensemble des résultats obtenus est synthétisé dans le tableau ci-dessous :

	PARAMETRES				RESULTATS		TRAITEMENTS	
	Pression (MPa)	Pression supportée par les aspérités (MPa)	Vitesse (m/s)	Durée (h)	Frottement	Volume (mm <sup>3</sup> )	K	K modifié
<b>Essai 1</b>	4	1,33	0,4	1	0,06	0,17	0,030	0,009
<b>Essai 2</b>	4	3,00	0,2	3	0,10	0,23	0,027	0,004
<b>Essai 3</b>	6	4,17	0,3	3	0,10	0,34	0,017	0,003
<b>Essai 4</b>	4	0,63	0,4	1	0,04	0,26	0,045	0,029
<b>Essai 5</b>	4	2,40	0,2	1	0,08	0,20	0,069	0,012
<b>Essai 6</b>	2	0,36	0,2	1	0,03	0,09	0,063	0,034
<b>Essai 7</b>	3	1,58	0,2	0,5	0,07	0,12	0,111	0,021
<b>Essai 8</b>	3	2,48	0,2	0,75	0,12	0,19	0,117	0,014
<b>Essai 9</b>	3	1,74	0,2	0,75	0,08	0,11	0,068	0,012
<b>Essai 10</b>	3	2,38	0,2	1,5	0,12	0,22	0,068	0,009
<b>Essai 11</b>	3	2,76	0,2	0,5	0,14	0,17	0,157	0,017
<b>Essai 12</b>	6	3,27	0,3	2,5	0,08	0,28	0,017	0,003
<b>Essai 13</b>	6	3,75	0,3	1,5	0,10	0,18	0,019	0,003

Tableau 4.2 : Valeurs du coefficient d'usure

Les différentes rubriques de résultats d'essais vont être explicitées ci-dessous.

Dans un contact lubrifié, en fonction de paramètres tels que charge, vitesse, température, données géométriques, données rhéologiques des matériaux et du lubrifiant on peut rencontrer deux types de situations :

- une première situation où on a un film continu, avec des surfaces portantes bien séparées. La lubrification est en régime HD ou EHD et le frottement est visqueux.
- une deuxième situation où on a un film discontinu et où peuvent se produire des actions tangentielles dues à la proximité des surfaces portantes de même nature que celles qui déterminent le frottement solide. La lubrification est en régime mixte et le frottement est couplé : visqueux et solide.

Conformément à la loi d'Archard, le volume de matière perdu  $V$  peut être évalué avec l'expression suivante :

$$V = KF * L \tag{4.1}$$

où  $K$  représente le coefficient d'usure,  $F^*$  la force totale supportée par les aspérités et  $L$  la distance parcourue. Une des hypothèses de la loi d'Archard est que le contact a lieu en milieu sec, ce qui constitue la difficulté majeure d'un contact en situation de lubrification mixte.

En pratique, dans un contact qui fonctionne en condition de lubrification mixte, ce que l'on connaît ou ce que l'on peut mesurer c'est l'effort normal total  $F_{total}$  qui représente la somme des efforts sur les aspérités  $F^*$  en contact et les aspérités qui ne sont pas en contact  $F$  (figure 4.4). Trouver un critère de distinction entre les aspérités qui sont en contact et celles qui ne le sont pas devient donc nécessaire.

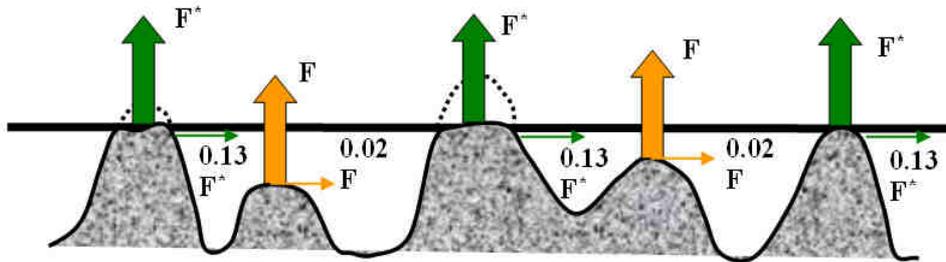


Figure 4.4. : Distribution de l'effort normal

Cette distinction entre les aspérités qui sont en contact ou pas se fait en fonction du coefficient de frottement. Par convention, pour un coefficient de frottement égal à environ 0,02 on considère que les aspérités ne touchent pas et donc que la charge est supportée par le fluide, alors que pour des valeurs égales à environ 0,13 on considère que les aspérités sont en contact et donc que la charge est supportée en partie par ces dernières.

On peut écrire que la force totale est égale à :

$$F_{total} = F^* + F \quad (4.2)$$

Dans un contact de lubrification mixte l'effort tangentiel est :

$$T = f_{max} F^* + f_{min} F = f_{moy} F_{total} \quad (4.3)$$

où  $f_{max}$ ,  $f_{min}$  et  $f_{moy}$  sont les valeurs maximales, minimales et moyennes du coefficient de frottement obtenues suite à des études expérimentales, telles que celles présentées par la suite.

En supposant que l'on connaît l'effort tangentiel  $T$  et en utilisant les deux relations ci-dessus, on peut déduire l'expression de la force supportée par les aspérités :

$$F^* = \frac{F_{total} (f_{moy} - f_{min})}{f_{max} - f_{min}} \quad (4.4)$$

Cette expression nous permet de savoir la proportion de la charge totale supportée par les aspérités. Le coefficient d'usure sera ensuite calculé et représenté de manière graphique, en sachant que chaque point sur la courbe obtenue correspond à un essai et que l'ordonnée du graphique représente le volume de matière perdu au cours de l'essai et l'abscisse représente le produit entre la pression, le temps et la vitesse imposés lors de l'essai.

#### 4.2.4. Analyse des résultats

Le volume de matière perdue est calculé à partir de la perte de masse obtenue par pesée du pion avant et après essai. La distance parcourue représente le produit entre la vitesse de glissement et les durées de l'essai. La pression supportée par les aspérités est calculée comme le rapport entre la force  $F^*$ , donnée par l'équation 4.4, et la surface du pion (5mm x 5mm). Afin de pouvoir calculer  $F^*$ , il faut déduire les coefficients de frottement à partir des frictiogrammes (figure 4.5).

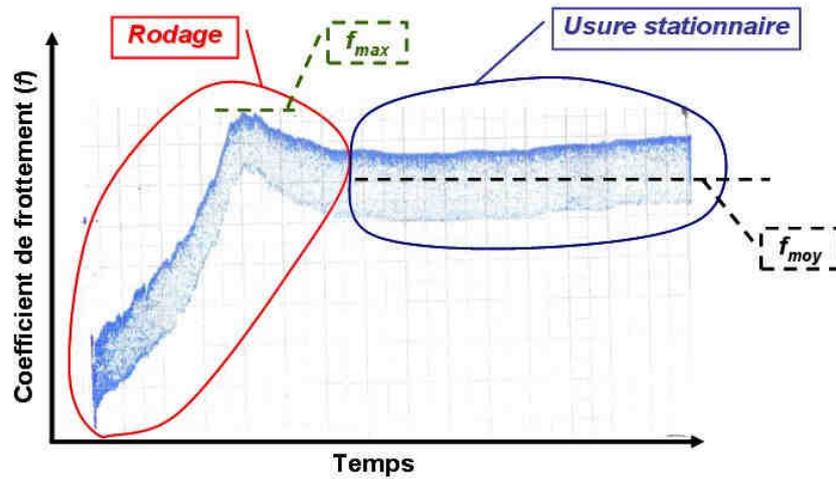


Figure 4.5 : Exemple de frictiogramme

La courbe représentée sur la figure 4.5 montre un frictiogramme typique des essais réalisés. On observe deux phases distinctes : l'essai débute avec une augmentation des valeurs du coefficient de frottement, jusqu'à atteindre une valeur. L'évolution du coefficient de frottement continue avec une brève phase de diminution. Ces deux premières phases de variation des valeurs du coefficient de frottement correspondent au rodage de la pièce. Sur la figure on remarque également une dernière phase, de stabilisation du coefficient de frottement, qui correspond à une usure stable et qui nous permet de relever la valeur moyenne du coefficient  $f_{moy}$  retenu dans le tableau 4.2.

A partir des données présentées dans le tableau 4.2 on peut calculer et représenter graphiquement le volume de matière perdu en fonction du produit PVT (pression x vitesse x temps) (figure 4.6).

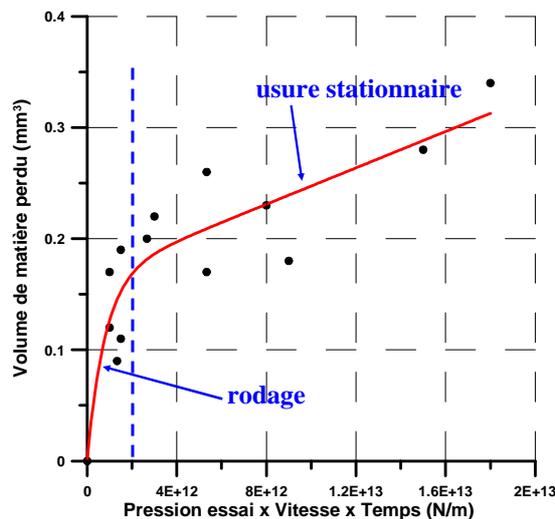


Figure 4.6. : Représentation graphique du volume de matière perdu en fonction du produit  $P_{essai}VT$

Sur la figure 4.6, le volume de matière perdu est représenté en fonction du produit entre la pression d'essai (imposée sur le banc) et la distance parcourue. On observe une dispersion importante des

résultats obtenus, générée par des conditions de lubrification variables : le coefficient de frottement varie entre 0,03 et 0,14. Afin de mieux regrouper les points expérimentaux, sur la figure 4.7 a) la pression d'essai est remplacée par la pression supportée par les aspérités.

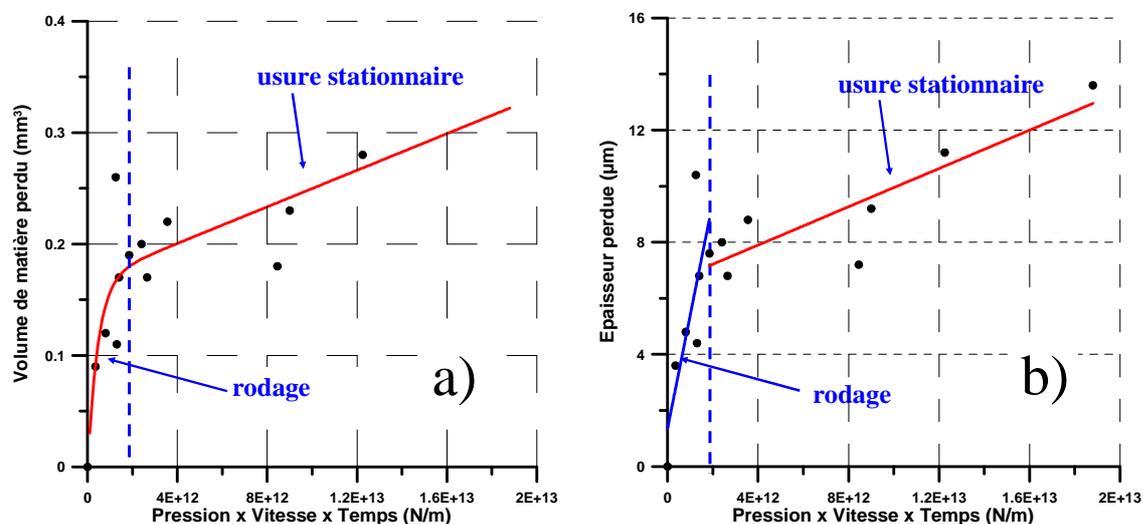


Figure 4.7 : a) Représentation graphique du volume de matière perdu en fonction du produit  $P_{contact}VT$

b) Représentation graphique de l'épaisseur perdue en fonction du produit  $P_{contact}VT$

En comparant la figure 4.7 a) avec la figure précédente, on remarque que les points sont moins dispersés autour de la courbe. On remarque également qu'à partir d'une valeur égale à  $\sigma_{rodage} = 1.3e^{12}$  J/mm<sup>2</sup> du produit PVT on passe d'une phase de rodage dans une phase de fonctionnement stable.

Sur la figure 4.7 b) on retrouve la variation de l'épaisseur de matière perdue en fonction du produit PVT. Le passage du volume à l'épaisseur de matière perdue est fait en divisant le volume par la surface du pion (25 mm<sup>2</sup>).

A partir des points représentés sur la figure 4.7 b) et en utilisant un procédé de lissage, on obtient la valeur du coefficient d'usure  $K_{rodage}$  pendant la phase du rodage et aussi sa valeur  $K$  pendant la phase d'usure stationnaire.

Pendant le rodage  $K_{rodage} = 5,6 \cdot 10^{-6}$  mm<sup>3</sup>/(Nm)

Dans un régime d'usure stationnaire le coefficient réel d'usure est  $K = 4,9 \cdot 10^{-7}$  mm<sup>3</sup>/(Nm). Ces valeurs seront utilisées dans l'algorithme d'usure numérique présenté au paragraphe 4.3.2 ce qui peut permettre de déduire le nombre des cycles réels de fonctionnement conduisant à un état stable.

### ***4.3. Description de la modélisation numérique de l'usure***

La modélisation de l'usure doit tenir compte d'une part, de la modification du profil du palier générée par un contact direct entre le coussinet et l'arbre et d'autre part, de la modification de la rugosité des deux surfaces en contact. D'ailleurs, la modification du profil dépend fortement de la pression de contact qui à son tour est une fonction de la rugosité des surfaces. Dans les trois modèles présentés les deux aspects vont être abordés.

Les modèles décrits par la suite vont être utilisés pour prédire l'usure dans un palier de tête de bielle. Dans la description des modèles on utilisera la notion d'un cycle de calcul qui est la modélisation d'un cycle moteur (de 0° à 720° angle de vilebrequin). Le cycle de calcul est divisé ensuite dans un nombre entier de pas de calculs. A chaque pas de calcul, les différents paramètres de palier (pression, débit, frottement...) sont calculés.

#### ***4.3.1. Modèle 1 : usure à chaque pas de calcul***

Dans ce premier modèle, si les conditions de fonctionnement permettent l'apparition d'une pression de contact, la géométrie du coussinet et de l'arbre est modifiée à chaque pas de calcul. Le profil est modifié localement selon une loi d'usure de type Archard. La quantité de matière enlevée dépend de la pression de contact  $p_c$  et de la vitesse relative entre les surfaces  $U$  :

$$\Delta h = K U \Delta t p_c \quad (4.6)$$

où  $\Delta h$  représente la modification locale de l'épaisseur du film,  $\Delta t$  le pas de temps et  $K$  le coefficient d'usure. En analysant cette équation on peut observer que la modification locale du profil d'épaisseur est contrôlée par le coefficient  $K$ , qui est différent pour les deux surfaces. Par ailleurs ce coefficient  $K$  prend des valeurs différentes si l'on se situe pendant le rodage ou en usure stationnaire.

Lors d'une modélisation numérique, le coefficient  $K$  doit être amplifié pour accélérer l'usure réelle et avoir des temps de calculs raisonnables. Plus ce coefficient est grand, plus l'usure va être rapide et plus les profils calculés risquent d'être irréguliers et de conduire à des problèmes de convergence. En revanche, une valeur faible de ce coefficient nécessite le calcul d'un nombre important de cycles afin d'attendre la stabilisation de l'usure. Le choix du paramètre d'amplification est donc uniquement un compromis numérique entre la qualité de la convergence ( $K$  faible) et la rapidité de la stabilisation de l'usure ( $K$  élevé).

Une autre hypothèse importante concerne la modification de la rugosité des surfaces en contact. On suppose que la rugosité des deux surfaces évolue en fonction des mêmes paramètres (équation 4.6). En conséquence on peut écrire que la rugosité évolue en même temps que le profil des surfaces évolue :

$$\Delta r = \alpha \Delta h \quad (4.7)$$

où  $\Delta r$  représente la diminution locale de rugosité et  $\alpha$  un coefficient qui peut varier entre 0 et 1 et qui peut être différent pour l'arbre et le coussinet. Si  $\alpha$  est nul, la rugosité de la surface n'évolue pas. Si  $\alpha$  est égal à 1, la rugosité est diminuée avec la même vitesse que la modification du profil. Une valeur seuil est choisie pour avoir toujours une rugosité supérieure à zéro.

Cependant, dans les modélisations présentées dans le paragraphe suivant, le coefficient  $\alpha$  est nul. En conséquence, la seule donnée du modèle est la valeur du coefficient d'usure  $K$ .

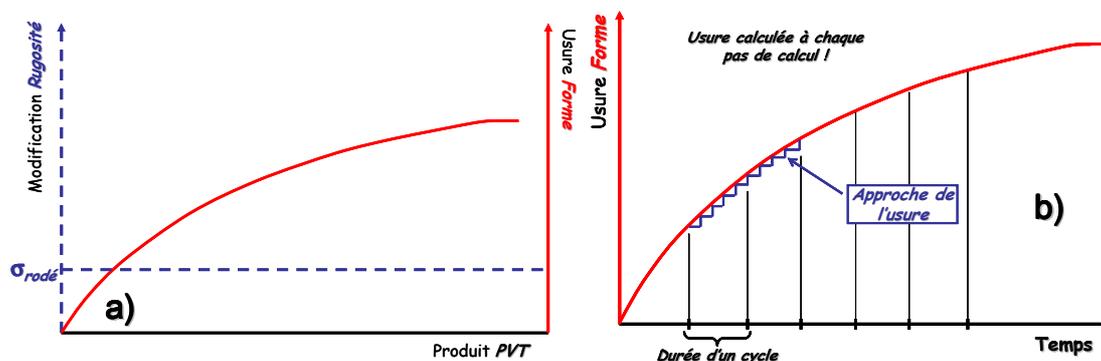


Figure 4.8 : Schéma du modèle 1 : a) usure en fonction du produit PVT b) usure en fonction du temps

La figure 4.8 montre une représentation schématique du modèle 1. On observe que ce modèle ne modifie pas la rugosité du coussinet et qu'une usure de forme est calculée depuis le début de la modélisation. On met en évidence le fait que ce modèle ne peut pas approcher la phase du rodage et donc il est valable seulement pour une usure après rodage. Le profil du coussinet est modifié à chaque pas de calcul et la durée d'un cycle est constante.

#### 4.3.2. Modèle 2 : usure en fin de cycle

La première hypothèse faite dans ce modèle est que, dans un premier temps, le contact va générer un rodage du coussinet limité à une réduction de la rugosité. Il est supposé que dans cette période de rodage le profil des deux solides ne change pas et que la rugosité du coussinet évolue vers une rugosité après rodage qui peut être celle de l'arbre. Après le rodage, la rugosité ne change plus et c'est le profil des surfaces qui va être modifié. La modélisation de l'usure est schématisée dans la figure 4.9.

A chaque pas de calcul et pour chaque nœud de maillage, le produit entre la pression de contact et la vitesse de glissement entre les deux surfaces est calculé et cumulé. A la fin du cycle le travail par unité de surface et par cycle  $\int_{cycle} p_c U dt$  est calculé localement et une analyse de chaque point du domaine est réalisée :

Le premier cycle de calcul est utilisé pour définir le seuil du travail par unité de surface et par cycle  $\int_{cycle} p_c U dt$  à partir duquel le point étudié sort de la période de rodage. Le maximum de toutes les

intégrales locales est calculé et choisi comme seuil. On va appeler ce seuil  $\int_{\text{cycle}} pV_{\text{rodage}}$ . Ce seuil est à relier avec la valeur du travail de rodage  $\sigma_{\text{rodage}}$  mesurée expérimentalement. Si un matériau a cette valeur  $\int_{\text{cycle}} pV_{\text{rodage}}$ , alors le rodage se produira lors du premier cycle. Sinon le rapport entre le seuil matériau et le seuil de rodage renseigne sur le nombre de cycles moteur nécessaires pour atteindre la fin de rodage.

Tous les points du domaine pour lesquels on a  $\int_{\text{cycle}} p_c U dt > 0.98 \int_{\text{cycle}} pV_{\text{rodage}}$  sont considérés rodés et l'usure du profil devient possible. Le passage à un état rodé est accompagné d'un changement de la rugosité locale du coussinet et d'une modification locale du profil, expliquée par la modification de la ligne moyenne de la rugosité, comme c'est illustré sur la figure 4.10.

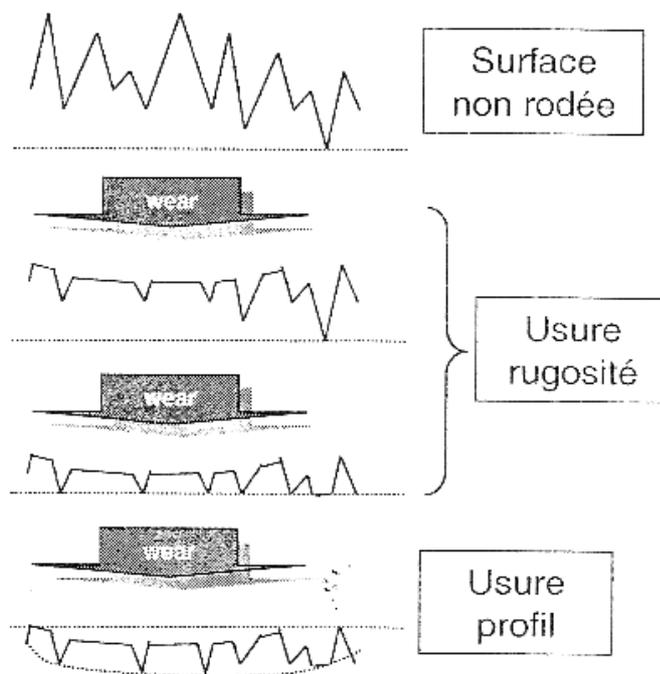


Figure 4.9 : Processus d'usure (Source interne Renault)

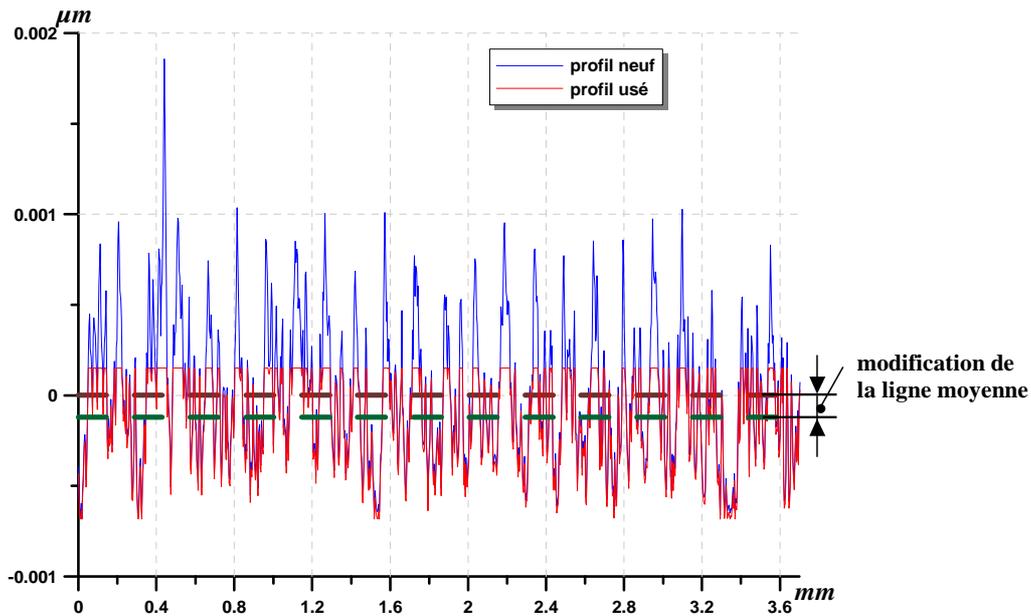


Figure 4.10 : Modification de la ligne moyenne générée par le rodage

Pendant les cycles suivants, à chaque pas de calcul, on accumule le produit  $p_c U$  si le point du domaine est encore en rodage, ou on accumule l'usure locale calculée à l'aide de l'équation 4.7 si le point est déjà rodé. A la fin du cycle, l'analyse locale conduit à la modification de l'état du point (rodé/non rodé) ou à la modification du profil. Les nouveaux paramètres seront ensuite utilisés pour le cycle suivant.

Les données du modèle 2 sont donc :

- la rugosité du coussinet après le rodage,
- le seuil de rodage,
- la modification de la ligne moyenne de la rugosité du coussinet après le rodage,
- le coefficient d'usure  $K$ .

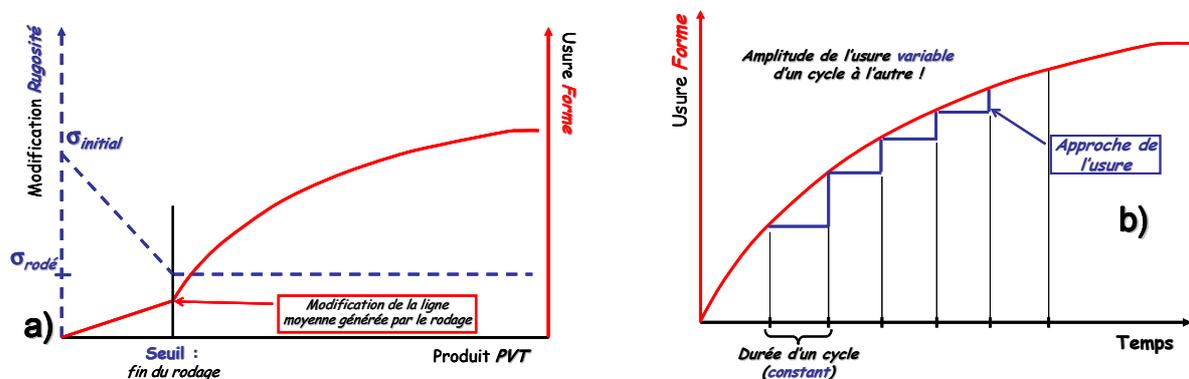


Figure 4.11 : Schéma du modèle 2 : a) usure en fonction du produit PVT b) usure en fonction du temps

La figure 4.11 montre une représentation schématique du modèle 2. On observe que ce modèle commence par une phase de rodage qui génère une évolution de la rugosité du coussinet vers une valeur après rodage, accompagnée par une modification de la ligne moyenne. On met en évidence le fait que ce modèle approche localement la phase du rodage. Le profil du coussinet est modifié à la fin d'un cycle et la durée d'un cycle est constante.

***4.3.3. Modèle 3 :***

CONFIDENTIEL

Figure 4.12 : Schéma du modèle 3 : a) usure en fonction du produit PVT b) usure en fonction du temps

#### ***4.4. Modélisation numérique d'un palier de tête de bielle***

Les modèles numériques ont été intégrés dans un logiciel de calcul développé par le LMS et dédié au calcul des paliers de moteur à combustion interne. Vu le contexte industriel de cette thèse, on a décidé de vérifier la pertinence des modèles numériques présentés sur deux cas réels, représentant deux ensembles coussinet – arbre en état neuf et usé.

Cette partie du mémoire est dédiée à la présentation des résultats obtenus lors de ces simulations.

##### ***4.4.1. Données***

Les trois surfaces étudiées sont celle du coussinet neuf, celle du coussinet usé (après rodage) et celle de l'arbre. Le coussinet neuf a une composition multicouche : un massif en acier couvert par une couche de cuivre d'une épaisseur de 300  $\mu\text{m}$ , une couche d'argent d'une épaisseur de 5  $\mu\text{m}$  et une couche de bismuth, d'une épaisseur de 5  $\mu\text{m}$ . L'arbre est constitué entièrement en acier. Les propriétés de l'ensemble de ces matériaux sont données dans le tableau 3.1, se trouvant dans le chapitre antérieur. Afin de pouvoir valider les modèles numériques, le coussinet usé doit être représentatif d'un état de surface après rodage. Comme nous n'avons pas de surfométrie d'un coussinet après rodage, les paramètres du coussinet usé ont été obtenus par une usure numérique du coussinet neuf. Cette usure a été effectuée par un seuillage de la courbe d'Abbott : 30% des pics les plus importants ont été supprimés (figure 4.13). De plus, nous avons considéré que la couche de bismuth a été entièrement enlevée.

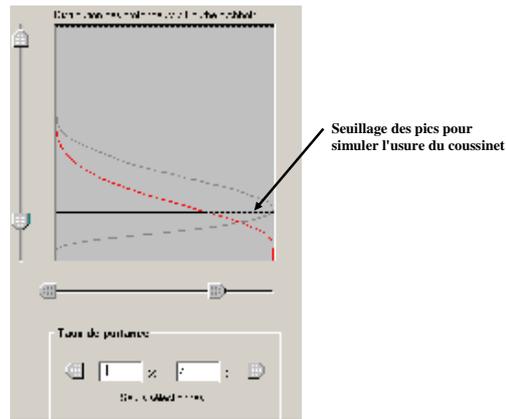


Figure 4.13 : Réalisation d'un état de surface après modification de la courbe d'Abbott

Suite à des surfométries, on a pu obtenir les paramètres de chaque surface, ce qui représente un élément primordial dans notre démarche.

	Coussinet neuf	Coussinet usé	Arbre
<b>R (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	0.95	0.54	0.0367
<b>SR (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	0.32	0.17	0.0169
<b>AR (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	91.2	68.1	94.3
<b>SAR (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	55	54.4	84.2
<b>W (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	0.54	0.23	0.02
<b>SW (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	0.24	0.11	0.01
<b>AW (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	650	756	1060
<b>SAW (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	432	481	419

Tableau 4.3 : Paramètres de surface pour le coussinet neuf, le coussinet usé et l'arbre

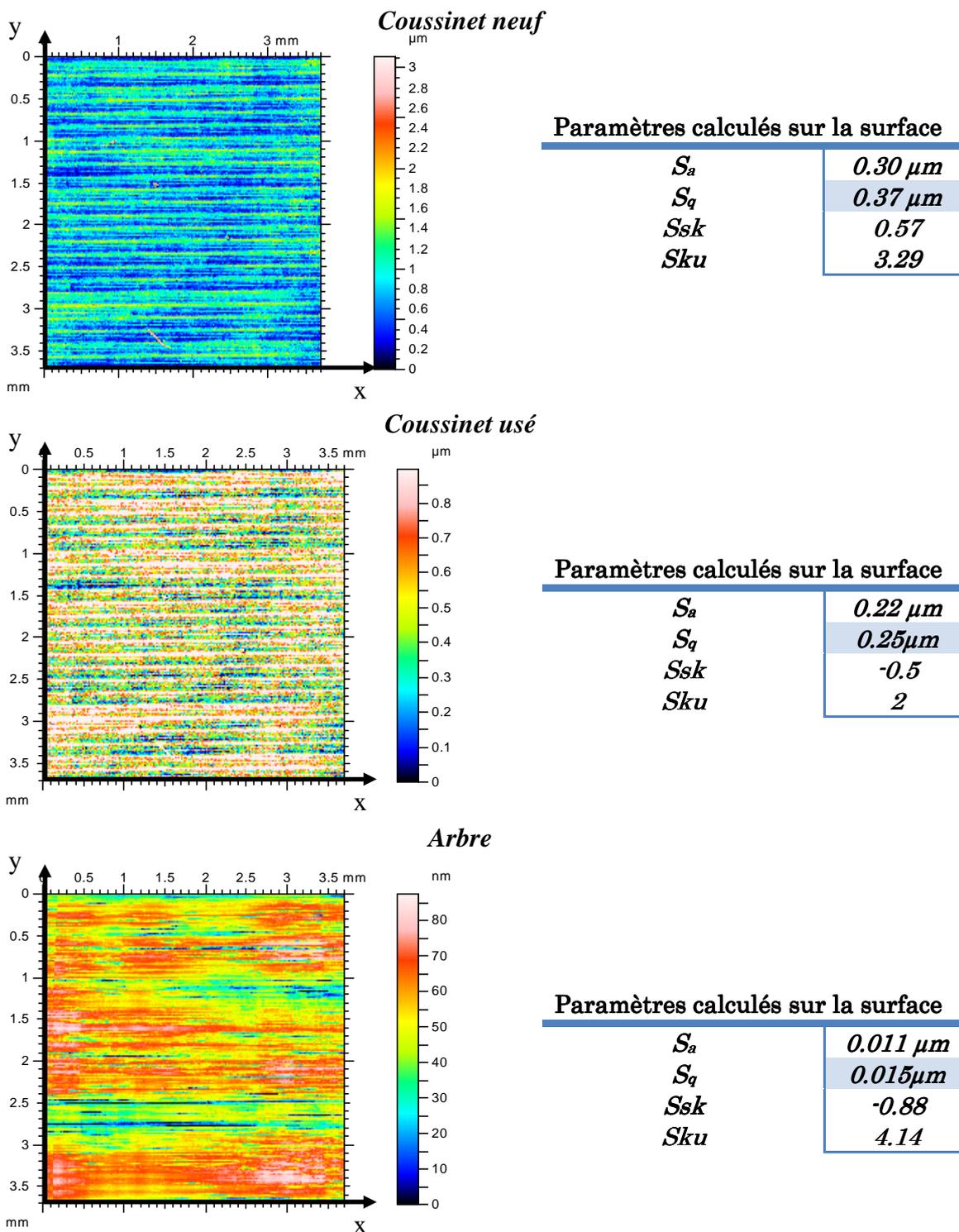


Figure 4.14 : Surfaces coussinet neuf, coussinet usé et arbre

Comme déjà mentionné, les modélisations qui vont être présentées dans les pages suivantes concernent un palier de tête de bielle d'un moteur diesel. Les caractéristiques du palier et les conditions de fonctionnement sont présentées dans le tableau 4.4.

<b>Rayon du palier (mm)</b>	26
<b>Largeur du palier (mm)</b>	18,7
<b>Jeu radial (mm)</b>	0,026
<b>Rayon du vilebrequin (mm)</b>	45
<b>Longueur de la bielle (mm)</b>	143,49
<b>Vitesse de rotation (tr/min)</b>	2000
<b>Pression d'alimentation (MPa)</b>	0,3
<b>Etendue axiale de l'alimentation (mm)</b>	7,346
<b>Etendue circonférentielle de l'alimentation (degrés)</b>	16,19
<b>Position du point central (degrés)</b>	50

Tableau 4.4 : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle de moteur diesel

La figure 4.15 montre le diagramme de charge pour un régime de 2000 tr/min.

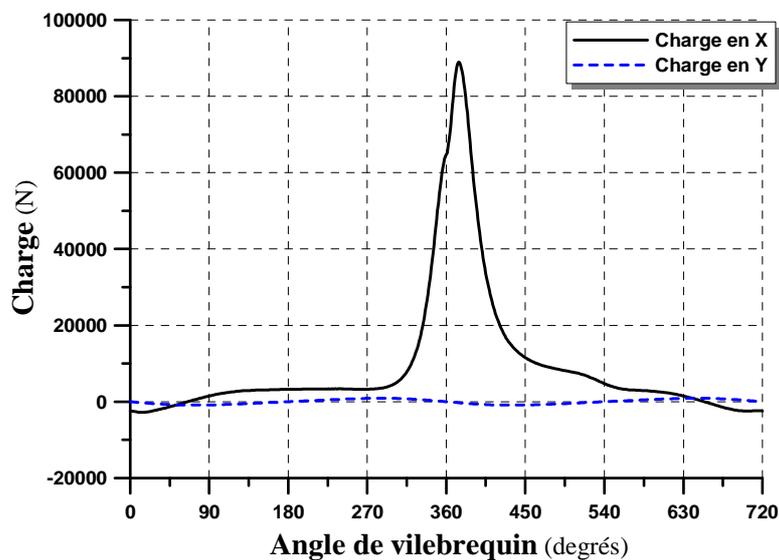


Figure 4.15: Diagramme de charge d'un palier de tête de bielle fonctionnant à 2000 tr/min

#### 4.4.2. Comparaison entre les modèles de contact et d'écoulement

Dans un premier temps on va comparer l'influence des modèles de contact et d'écoulement sur les paramètres de fonctionnement du palier. Aucun algorithme d'usure n'est utilisé.

Deux modèles de contact vont être analysés. Le premier est en fait le modèle de contact déjà existant dans le logiciel de calcul développé par le LMS et se traduit par une loi heuristique qui lie la pression de contact à l'épaisseur du film :

$$p_c = 0.5 \quad p_{c \max} \tanh\left(\frac{2\sigma - h}{\sigma/2}\right) \quad (4.8)$$

Les deux paramètres utilisés par l'équation 4.8 sont l'écart type de la rugosité  $\sigma$  et la pression maximale de contact à une épaisseur de film égale à  $\sigma$ . Pour simplifier les légendes des figures présentées par la suite, on va appeler ce modèle : **Ancien modèle de Contact (AC)**.

Le deuxième modèle choisi est le modèle élastoplastique multicouche décrit dans le chapitre précédent. La variation de la pression en fonction de l'épaisseur est calculée à partir des paramètres des deux surfaces en contact. Dans un premier temps on va utiliser pour le coussinet les paramètres calculés après le rodage (voir le paragraphe précédent) en considérant une couche supérieure en Ag et une couche inférieure en Cu. Toujours pour simplifier les figures, on va appeler ce modèle : **Nouveau modèle de Contact (NC)**.

La figure 4.16 montre la variation de la pression de contact avec l'épaisseur pour les deux modèles. La valeur de la pression de contact maximale choisie pour **AC** est égale à la pression de contact calculée avec **NC** pour une épaisseur égale à  $\sigma$ .

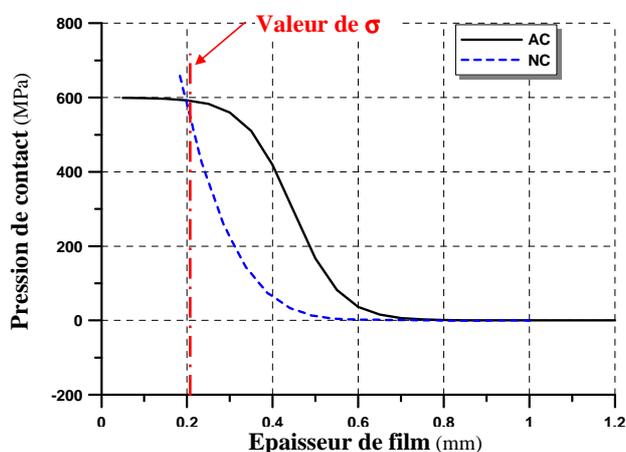


Figure 4.16: Variation de la pression de contact avec l'épaisseur de film pour le nouveau (NC) et l'ancien (AC) modèle de contact

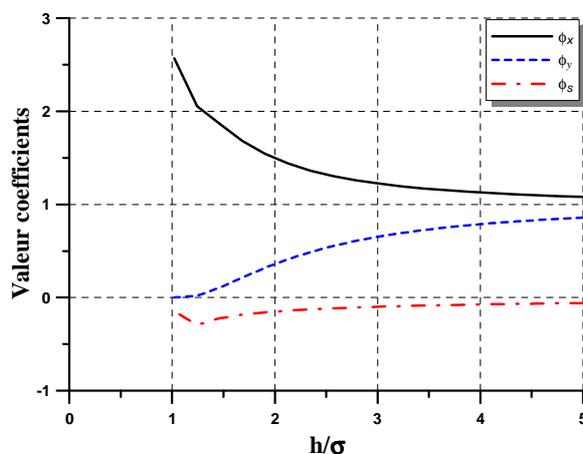


Figure 4.17: Variation des coefficients d'écoulement pour la combinaison coussinet après rodage/arbre

De la même manière, deux modèles d'écoulement vont être utilisés. Le premier modèle, qu'on va appeler **P&C** utilise les coefficients de Patir et Cheng. Le deuxième modèle, qu'on va appeler **Nouveau modèle d'Écoulement (NE)** a été décrit en détail dans le chapitre 2. Il propose le calcul de nouveaux coefficients d'écoulement spécifiques aux deux surfaces en contact (figure 4.17).

Afin de pouvoir comparer les différents modèles, trois modélisations vont être réalisées :

- 1) Un calcul utilisant AC et NE,
- 2) Un calcul utilisant NC et NE,
- 3) Un calcul utilisant NC et P&C.

Le tableau 4.5 fait un bilan des résultats obtenus.

	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{hydro\ max.}$ (MPa)	$P_{contact\ max.}$ (MPa)	Puissance rotative (W)	... par frott. sec (W)	Débit alim. (l/min)
<b>AC et NE</b>	0,53	220,9	113,2	64,9	5,3	0,16
<b>NC et NE</b>	0,40	219,2	73,2	62,6	2,8	0,16
<b>NC et P&amp;C</b>	0,41	218,4	80,2	65,6	2,7	0,16

Tableau 4.5: Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur diesel

La figure 4.18 montre la variation de l'épaisseur minimale du film avec l'angle de vilebrequin. On peut observer que les seules différences qui apparaissent entre les trois cas étudiés sont entre 355° et 415° d'angle de vilebrequin. C'est d'ailleurs autour de cette zone, qui correspond à l'allumage, que le palier fonctionne en conditions de lubrification mixte ( $h < 3\sigma$ ). Les différences observées sont directement liées à la loi de contact.

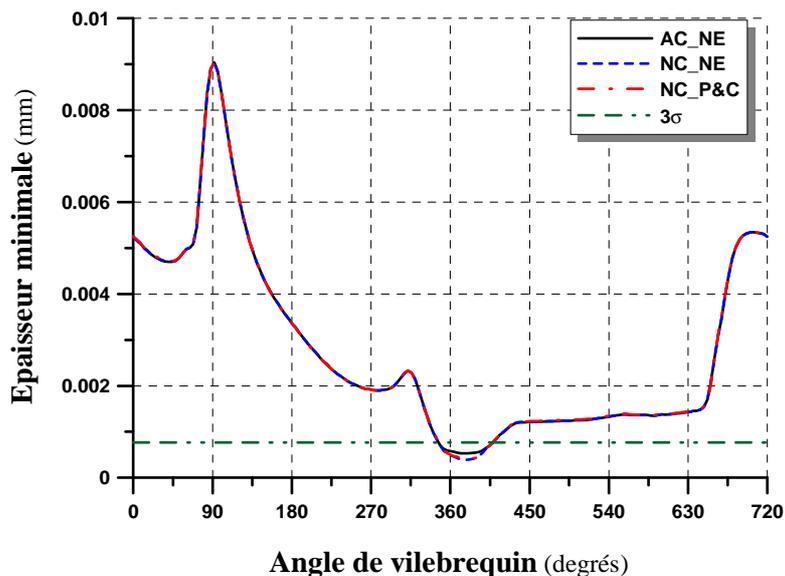


Figure 4.18 : Variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin

En regardant la figure 4.16 on peut observer que AC surestime par rapport à NC la pression de contact à des épaisseurs de film supérieures à  $\sigma$ . Les calculs montrent que ceci conduit donc à une surestimation de l'épaisseur minimale de film, observée sur la figure 4.18 et à une augmentation de la puissance rotative dissipée par frottement sec (tableau 4.5). La figure 4.19, qui montre la variation de la pression de contact maximale avec l'angle de vilebrequin vient renforcer cette conclusion.

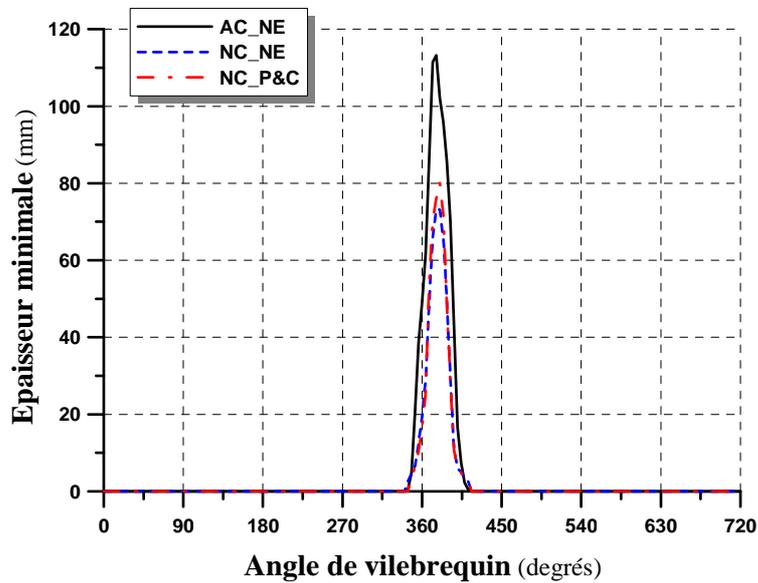


Figure 4.19 : Variation de la pression maximale de contact avec l'angle de vilebrequin

La figure 4.20 montre le champ des pressions de contact pour 376° d'angle de vilebrequin, ce qui correspond au moment où la pression est à son maximum. On peut observer que les zones en contact se situent essentiellement sur les bords du palier.

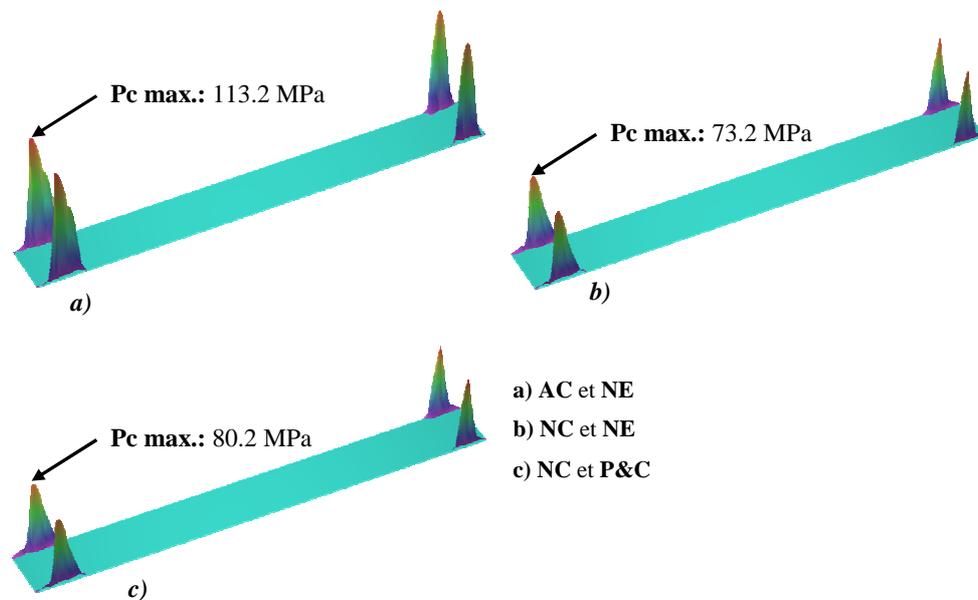


Figure 4.20 : Pression de contact à 376° d'angle de vilebrequin

De même, les images de la figure 4.21 b) et 4.21 c) montrent également des différences (8.7%) entre la pression maximale prédite par les calculs réalisés avec la même loi de contact (**NE**). Cette différence ne peut être expliquée que par le modèle d'écoulement qui est différent dans les deux cas. Il semble que le modèle P&C sous-estime la pression hydrodynamique. Comme la charge à équilibrer est la même dans les deux cas, le relais est pris par la pression de contact.

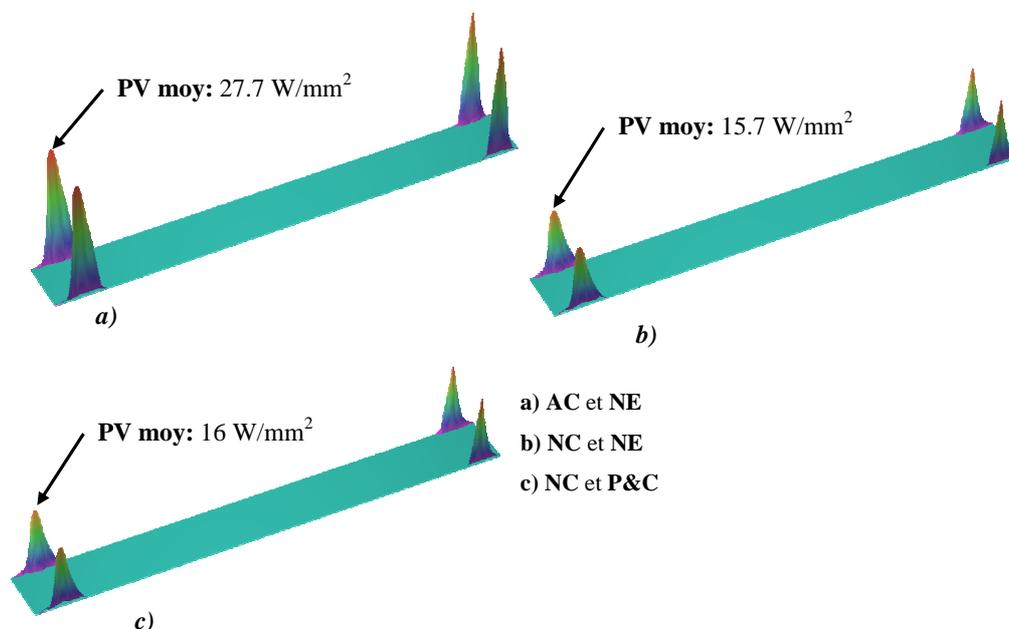


Figure 4.21 : Valeur moyenne du produit  $PV$  à la fin de calcul

Sur cette dernière figure, on peut également voir la valeur moyenne et locale du produit entre la pression de contact et la vitesse relative entre les deux surfaces, le produit  $PV$ . Comme nous l'avons vu au début de ce chapitre, ce paramètre influence directement sur l'usure des surfaces. En analysant ce résultat on peut s'attendre à une usure plus importante si le modèle de contact **AC** est utilisé. D'autre part, même si l'utilisation de modèles d'écoulement différents conduit à une différence de 8% sur la pression maximale, la figure 4.19 montre que pour le cas étudié les modèles d'écoulement n'ont pas d'influence sur le produit  $PV$  et donc pas d'influence sur l'usure calculée.

#### 4.4.3. Modélisation numérique de l'usure

Les trois modèles présentés au début de ce chapitre vont être utilisés pour prédire l'usure d'un palier de tête de bielle. Le modèle **NE** d'écoulement et le modèle **NC** de contact vont être utilisés dans tous les calculs analysés dans ce paragraphe.

Pour le modèle d'usure 1, les données utilisées sont :

- rugosité RMS du coussinet : 0,22  $\mu\text{m}$
- rugosité RMS de l'arbre : 0,015  $\mu\text{m}$

- coefficient d'usure  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$
- part de l'usure enlevée à la rugosité  $\alpha = 0$

Le coefficient  $K$  choisi pour cette modélisation numérique est amplifié d'un facteur  $10^4$  par rapport au coefficient obtenu suite aux essais. Si la valeur réelle de ce coefficient est utilisée dans le calcul, un nombre trop important de cycles de calcul sera nécessaire pour atteindre la convergence. C'est la raison qui nous conduit à choisir une valeur de  $K$  qui est un compromis numérique entre la qualité de la convergence ( $K$  faible) et la rapidité de la stabilisation de l'usure ( $K$  élevé). Ceci conduit à simuler des paquets de cycles réels (de l'ordre de  $10^4$ ) par cycle de calcul. La variation de la pression de contact avec l'épaisseur et les coefficients d'écoulement sont calculés pour la combinaison coussinet usé/arbre (après rodage).

Pour le modèle d'usure 2 les données utilisées sont :

- rugosité RMS du coussinet avant le rodage :  $0,3\mu\text{m}$ ,
- rugosité RMS de l'arbre :  $0,015\mu\text{m}$ ,
- rugosité du coussinet après le rodage :  $0,223\mu\text{m}$ ,
- modification de la ligne moyenne de la rugosité du coussinet après le rodage :  $0,192 \mu\text{m}$ ,
- coefficient d'usure  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ .

La figure 4.22 a) montre la variation de la pression de contact avec l'épaisseur avant et après le rodage.

La figure 4.22 b) montre la variation des coefficients d'écoulement avant et après le rodage.

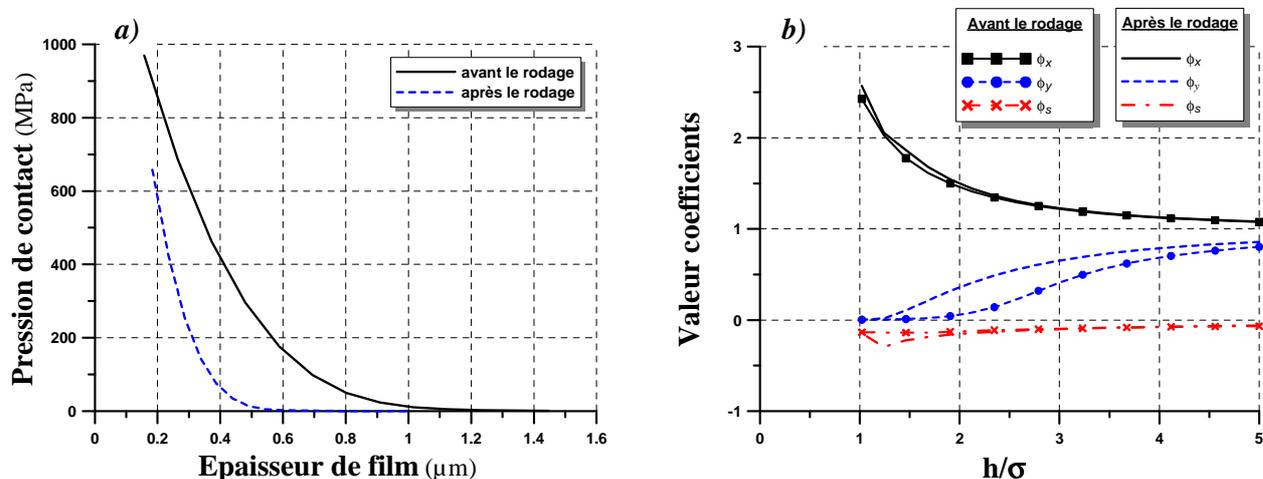


Figure 4.22 : a) Variation de la pression de contact avec l'épaisseur avant et après le rodage, b)

Variation des coefficients d'écoulement avant et après le rodage

Pour le modèle d'usure 3, les données utilisées sont :

La figure 4.23 montre l'usure finale prédite par les trois modèles, quand le comportement du palier se stabilise sur un mode de fonctionnement sans usure. La stabilisation pour le modèle 1 nécessite 26 cycles de calcul. Pour le modèle 3 la stabilisation a été atteinte après seulement 19 cycles. L'usure illustrée dans la figure 4.23 b) est le résultat de 81 cycles de calcul.

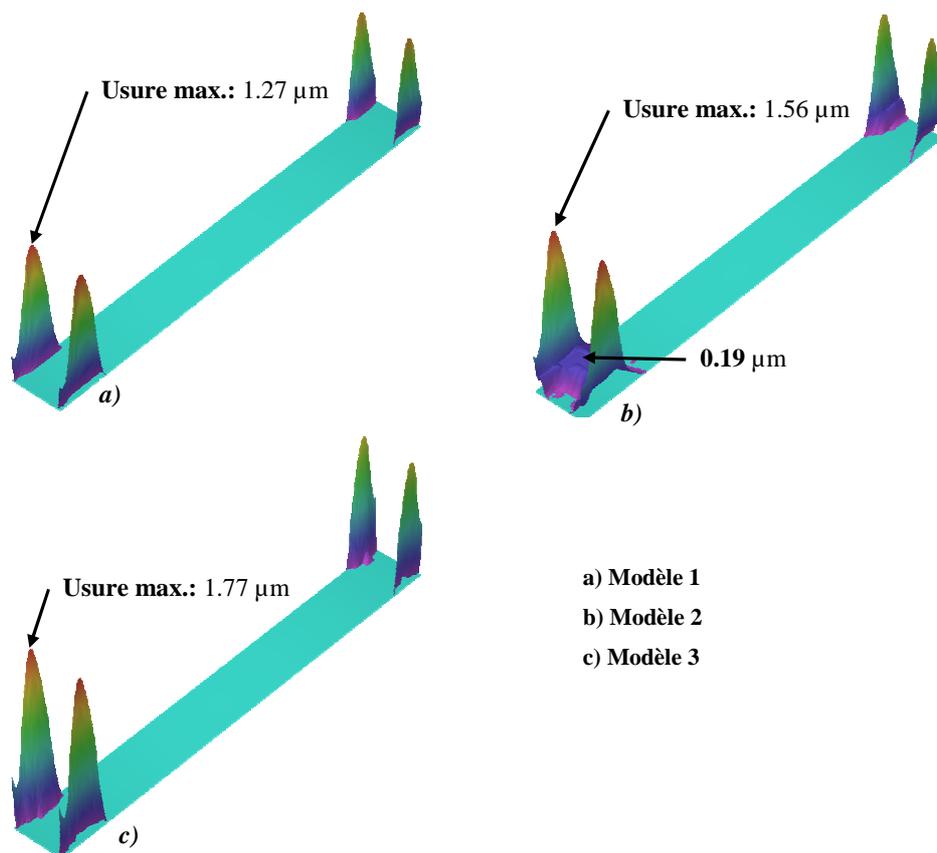


Figure 4.23 : Champs d'usures obtenus avec les trois modèles d'usure

L'analyse de la figure 4.23 montre que l'usure prédite par les trois modèles est essentiellement localisée sur le bord du palier. Le modèle 2 conduit à une usure d'environ 0,19  $\mu\text{m}$  à l'intérieur du palier, ce qui n'est pas prédit par les deux autres modèles. Afin de comprendre cette usure il faut analyser les valeurs du produit  $PV$  local calculées à la fin du premier cycle de calcul, pour les trois modèles (figure 4.24).

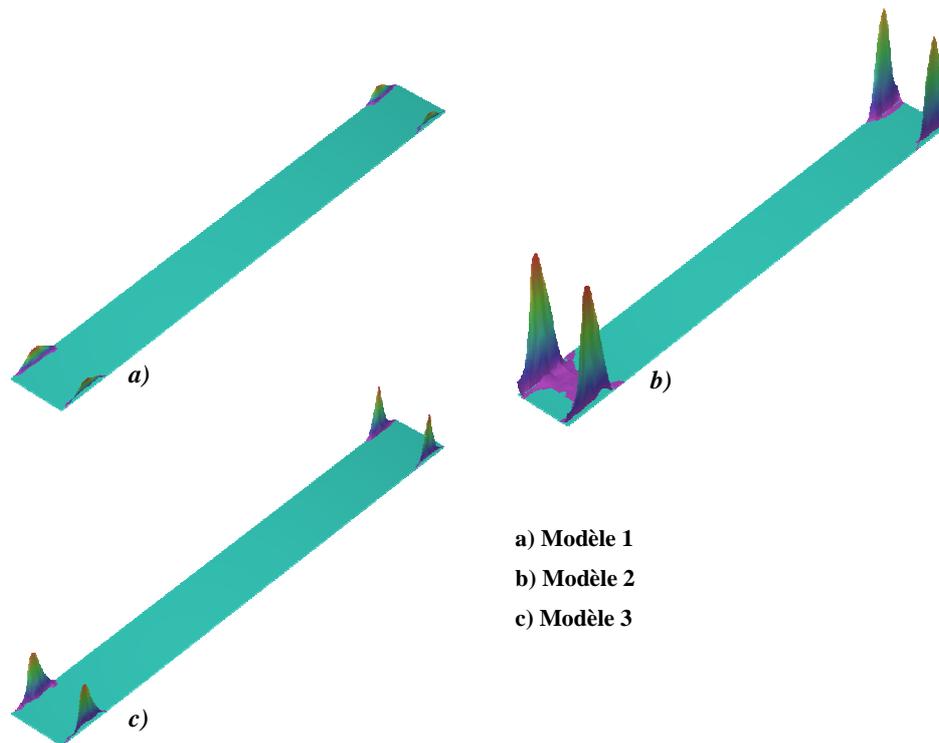


Figure 4.24 : Représentation qualitative du produit  $PV$  à la fin du premier cycle pour les trois modèles

On observe que les valeurs du produit  $PV$  prédites par le modèle 2 sont sensiblement plus grandes que celles prédites par les deux autres modèles. En fait, le modèle 2 est le seul qui utilise, au début du calcul, les caractéristiques du coussinet neuf, ce qui conduit à une pression de contact plus importante pour la même épaisseur du film. Il en résulte l'apparition d'une zone en contact à l'intérieur du palier, phénomène qui n'est pas prédit par les deux autres modèles. Cette zone située à l'intérieur passe très rapidement d'un état neuf à un état après rodage, ce qui conduit aussi à la disparition du contact. L'usure prédite par le modèle 2 à l'intérieur du palier correspond à la modification de la ligne moyenne de la rugosité du coussinet après le rodage.

	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{hydro\ max.}$ (MPa)	Puissance rotative (W)	Débit alim. (l/min)	Nombre de cycles jusqu'à la stabilisation
<b>Modèle 1</b>	0,85	223,4	62,5	0,16	26
<b>Modèle 2</b>	0,86	230,2	62	0,16	81
<b>Modèle 3</b>	0,86	236	63,3	0,16	19

Tableau 4.6 : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur diesel, en utilisant trois modèles différents d'usure

Le tableau 4.6 montre les paramètres globaux obtenus avec les trois modèles. Si les résultats obtenus ne montrent pas de différences sensibles, un écart important peut être observé en ce qui concerne le nombre de cycles nécessaires à la stabilisation de l'usure et donc les temps de calcul.

La figure 4.25 montre la variation de la pression maximale de contact et de l'usure moyenne du coussinet avec les cycles de calcul. L'usure moyenne est la moyenne arithmétique de l'usure prédite pour tous les points du domaine. On peut observer une différence importante entre les niveaux de l'usure moyenne prédite par les modèles. Cela s'explique d'une part par le niveau effectif de l'usure maximale prédite mais aussi par l'étendue de la zone usée surtout en ce qui concerne le modèle 2. Le modèle 1 conduit à 22 nœuds du maillage où l'usure est présente. Le modèle 3 prédit 27 nœuds et le modèle 2 prédit 149 nœuds avec une modification de l'épaisseur due à l'usure.

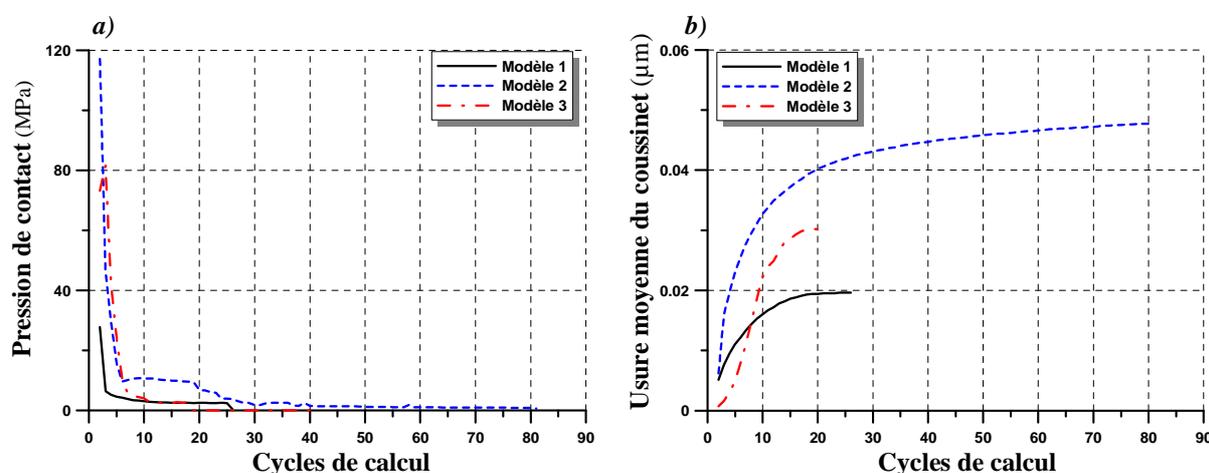


Figure 4.25 : a) Variation de la pression maximale de contact avec les cycles de calcul b) Variation de l'usure moyenne du coussinet avec les cycles de calcul

Il est également intéressant de voir l'influence sur les résultats du coefficient d'usure amplifié  $K$ . La figure 4.26 montre la variation de l'usure moyenne avec les cycles de calcul pour le modèle 1 et pour trois  $K$  différents. Sur la même figure on peut voir l'usure finale prédite dans les deux cas. Les résultats montrent que l'augmentation de  $K$  réduit le nombre de cycles nécessaires pour obtenir la stabilisation. En regardant le niveau de l'usure maximale on peut observer qu'il est très peu influencé par le coefficient d'usure à condition qu'il soit suffisamment petit, par exemple inférieur à  $0,1 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ . La valeur  $0,25 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  conduit à une usure stabilisée en 10 cycles de calcul mais la valeur maximale obtenue est clairement surévaluée. Cette valeur de  $K$  est trop importante.

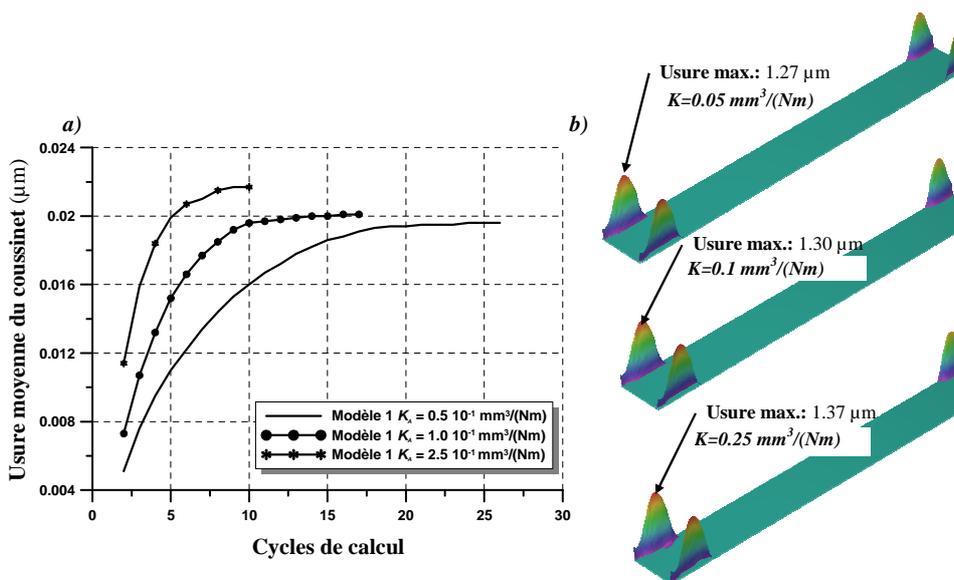


Figure 4.26 : Evolution de l'usure prédite avec le modèle 1 pour trois coefficients d'usure différents

a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale

Pour un coefficient  $K = 0,1 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  le modèle 1 montre que la convergence a lieu après 17 cycles de calcul. Le rapport entre ce coefficient et le coefficient d'usure réel (déduit suite aux essais, dans le paragraphe 4.2.3) est directement proportionnel avec le rapport entre le nombre de cycles de calcul et le nombre de cycles réels de fonctionnement moteur. Donc les 17 cycles de calculs numériques correspondent à  $2.04 \cdot 10^6$  cycles réels de fonctionnement moteur. En sachant que le moteur tourne à un régime de 2000 tours/min, l'état stable est atteint au bout de 34 heures de fonctionnement.

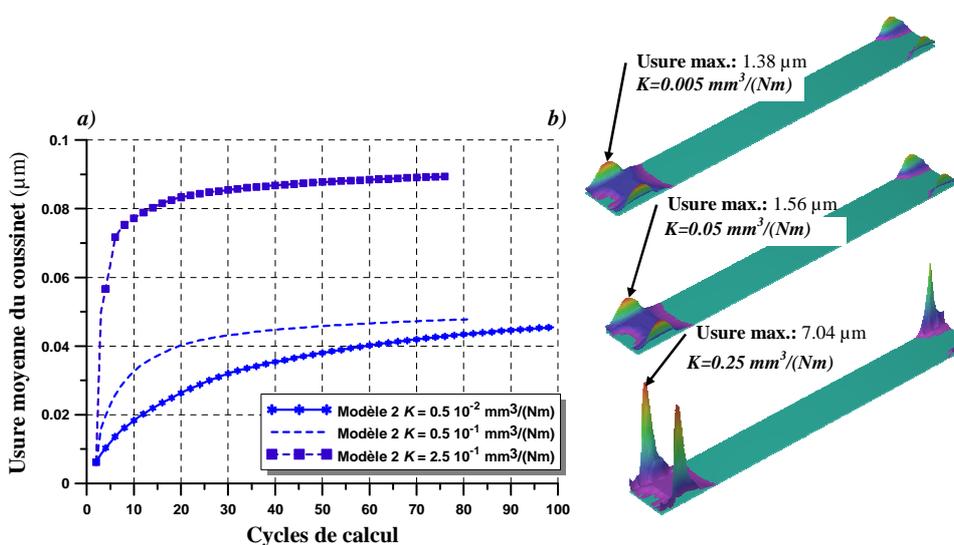


Figure 4.27 : Evolution de l'usure prédite avec le modèle 2 pour trois coefficients d'usure différents

a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale

La figure 4.27 montre la variation de l'usure moyenne avec le nombre de cycles de calcul pour le modèle 2 et pour trois  $K$  différents. Contrairement au cas précédent, l'augmentation de  $K$  n'a pas une grande influence sur le nombre de cycles nécessaires pour obtenir la stabilisation. La figure 4.27 montre également des différences importantes entre les valeurs de l'usure maximale prédite pour les trois simulations.

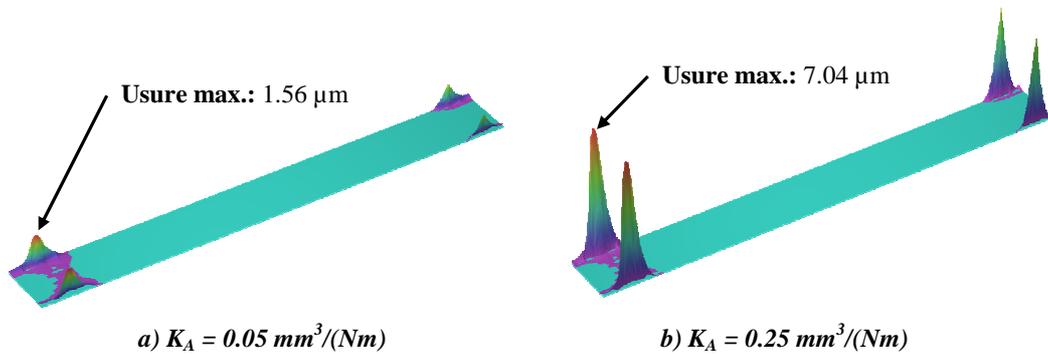


Figure 4.28 : Usure prédite par le modèle 2 après deux cycles de calcul pour deux valeurs du coefficient d'usure

Afin de comprendre cette différence on peut regarder l'usure prédite pour  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  et  $K = 0,25 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ , à la fin du deuxième cycle de calcul, illustrée sur la figure 4.28. On observe que l'usure maximale calculée après la stabilisation est en réalité prédite depuis le début de calcul, quand les résultats dépendent fortement du coefficient d'usure. Ceci montre que le coefficient  $K$  est surdimensionné et en conséquence a une influence non-négligeable sur le résultat final. Un coefficient  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  permet une évolution plus graduelle de l'usure mais il nécessite un nombre de cycles de calcul important. On peut estimer qu'un coefficient  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  est le plus adapté pour la situation étudiée.

Pour pouvoir évaluer le temps réel qui conduit à l'état stable de fonctionnement, il faut différencier les deux phases de fonctionnement du palier : phase de rodage et phase d'usure stationnaire. Même si localement (au niveau des nœuds du maillage du film) le passage entre les deux phases est clairement défini, globalement dans le palier il y a des zones en phase de rodage et d'autres en phase d'usure stationnaire. Le passage du palier dans un régime stationnaire d'usure doit normalement correspondre au moment où aucun nœud n'est plus en phase de rodage. Bien sûr, les zones où la pression de contact est nulle pendant le cycle entier ne doivent pas être prise en compte dans cette analyse.

La figure 4.29 f) montre la variation de la rugosité moyenne du coussinet avec le nombre de cycles de calcul pour  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ . La rugosité du coussinet décroît pendant tout le calcul ce qui signifie qu'un certain nombre de points du maillage sont toujours dans une phase de rodage. Les figures de 4.29 a) à 4.29 e) montrent la rugosité du coussinet après 10, 20 30, 40 et 80 cycles de calcul. On peut

affirmer qu'à partir de 30 cycles, la variation de la rugosité est négligeable et en conséquence le palier passe en régime d'usure stable.

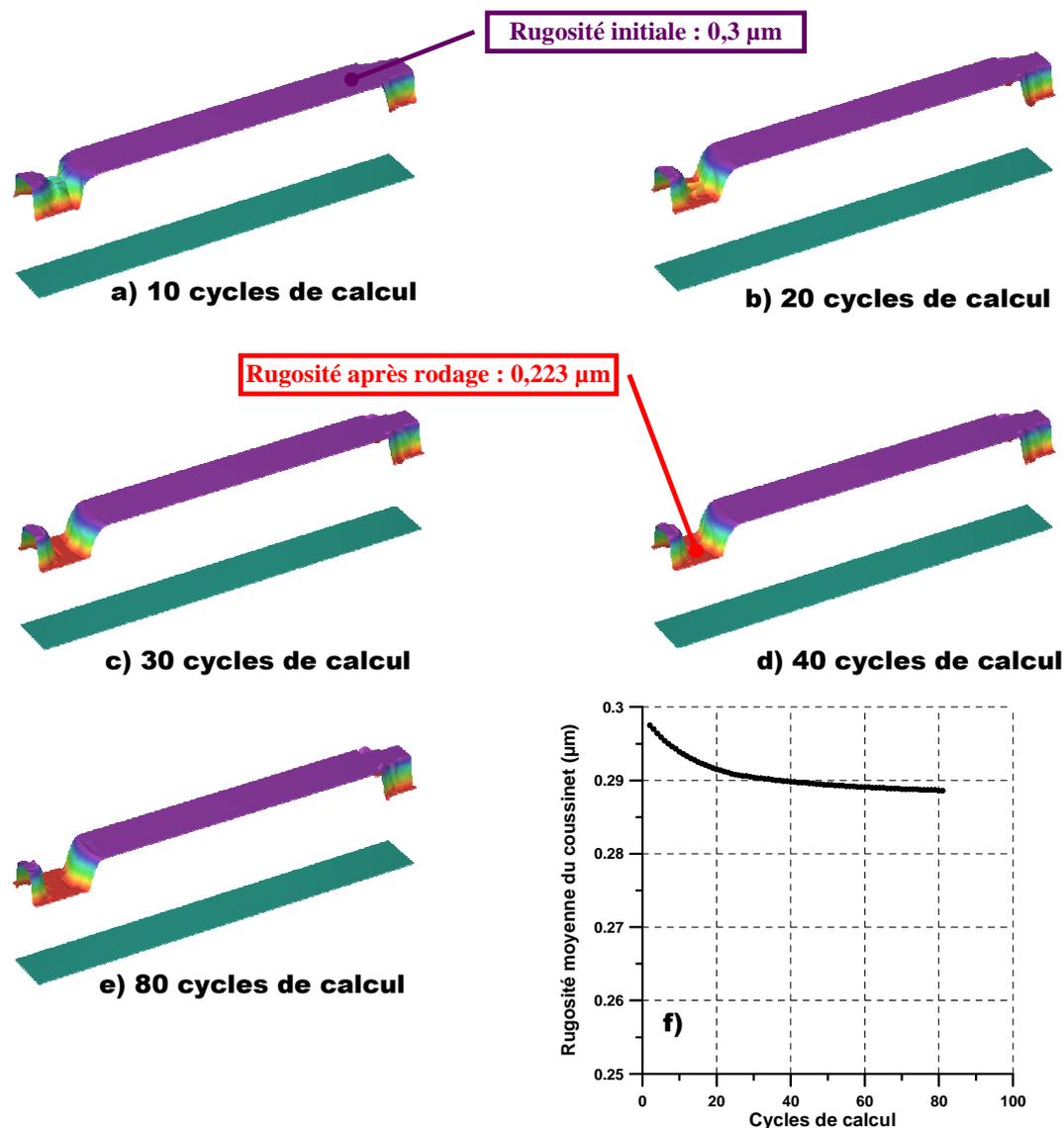


Figure 4.29 :Rugosité du coussinet après a) 10 cycles b) 20 cycles c) 30 cycles, d) 40 cycles, e) 80 cycles : f) Variation de la rugosité du coussinet avec le nombre de cycles de calcul

Si les premiers 30 cycles de calcul correspondent à une phase de rodage, afin de déterminer le temps réel de fonctionnement il faut comparer le coefficient d'usure numérique ( $0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ ) avec celui déterminé expérimentalement pour la phase de rodage ( $5,6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ ). Les 30 cycles numériques correspondent à  $8,93 \cdot 10^3$  cycles réels de fonctionnement moteur c'est à dire 4 heures et 30 minutes.

Cependant, pendant cette phase de rodage, un grand nombre de points du maillage passent assez rapidement dans une phase d'usure stationnaire (voir figures 4.29 a) et 4.29 b)). Si le coefficient d'usure stationnaire est pris comme référence, les 30 cycles de calcul correspondent à 51 heures de fonctionnement moteur.

En ce qui concerne la phase d'usure stationnaire, qui correspond aux cycles de calcul de 30 à 80, seul le coefficient d'usure stationnaire peut être utilisé pour calculer le nombre de cycles réels. En suivant le même raisonnement qu'auparavant, les 50 cycles de calcul correspondent à 85 heures de fonctionnement moteur.

CONFIDENTIEL

*Figure 4.30 : Evolution de l'usure prédite avec le modèle 3 pour trois valeurs différentes de l'usure maximale par cycle a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale*

## 4.5. Conclusions et contexte industriel

Ce dernier chapitre dédié à l'usure avait comme but de présenter le phénomène : les essais de frottement réalisés, la modélisation ainsi que les résultats donnés par les différents modèles, une fois implantés dans un code de calcul de palier.

Des essais de frottement de type pion-disque ont été réalisés au laboratoire LISMMA de Supmecca Paris. Les pièces utilisées représentent un coussinet pour les pions et un arbre pour le disque. Ces essais avaient pour but d'analyser le comportement du système lors d'un contact en milieu lubrifié et de quantifier les phases de rodage et d'usure stabilisée.

Trois modèles d'usure ont été également présentés. Les trois modèles sont basés sur la loi d'Archard et les différences consistent dans la prise en compte de l'usure, de point de vue numérique. Le premier modèle tient compte de l'usure à chaque pas de calcul, ainsi la géométrie du coussinet et de l'arbre est modifiée à chaque pas de calcul. Le deuxième modèle est basé sur l'accumulation de l'usure, cette dernière étant prise en compte en fin de cycle. Il est aussi supposé que la rugosité initiale du coussinet tend vers une rugosité après rodage qui peut être celle de l'arbre. Le troisième modèle est également basé sur l'accumulation de l'usure en fin de cycle, à la différence qu'une usure maximale est imposée. Ces trois modèles ont été intégrés dans un programme de calcul numérique développé au sein du laboratoire LMS de l'université de Poitiers.

En deuxième partie de ce chapitre on présente les résultats obtenus suite aux calculs réalisés en utilisant les modèles d'usure ainsi que les modèles d'écoulement et de contact présentés dans les chapitres précédents. Les trois modèles d'usure présentés prédisent une usure localisée au même endroit sur le coussinet. En même temps, si l'amplification numérique du coefficient  $K$  est soigneusement choisie, la valeur de l'usure maximale, obtenue avec les trois modèles, est du même ordre de grandeur. Le modèle 2 est le plus complet des trois et c'est le seul qui prend directement en compte la phase de rodage. Le modèle 3 est le plus simple à mettre en œuvre, mais il faut l'utiliser avec précaution quand l'usure par cycle tend vers zéro puisque dans ce cas le coefficient d'usure tend vers l'infini si l'on veut obtenir l'usure prédéfinie  $c_0$ .

# Chapitre 4

## Usure

### *4.1. Introduction*

L'usure fait partie des endommagements les plus observés dans un moteur. La perte d'épaisseur et l'usure des paliers peuvent se réaliser suivant différents mécanismes qui ont été décrits au paragraphe 1.6.1.

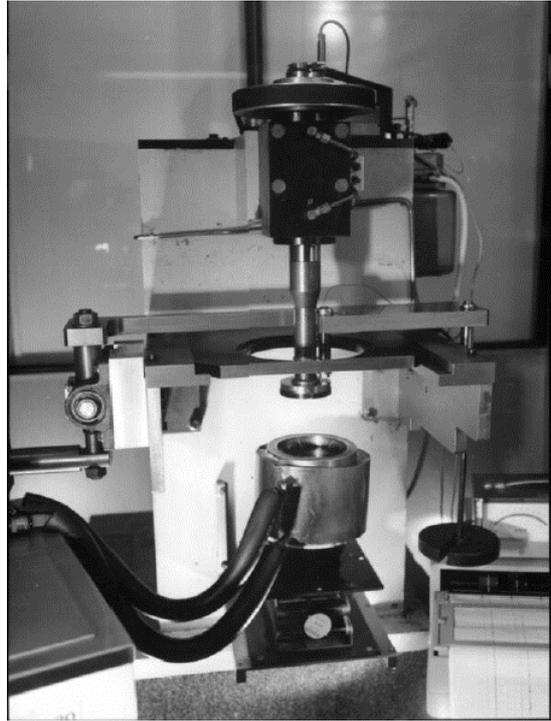
Ce chapitre est dédié à l'étude de l'usure et il est composé de trois parties, une partie expérimentale et une partie théorique, suivies par la présentation des résultats. Les études expérimentales sont réalisées à l'aide d'un tribomètre pion-disque avec un mode de contact de type plan-plan. Les essais de glissement ont permis d'évaluer les évolutions du coefficient de frottement et d'usure en fonction de variables telles que la pression de contact et la vitesse de glissement. Dans la partie théorique, trois modèles numériques d'usure avec une approche différente du phénomène seront exposés. Les trois modèles sont basés sur le modèle d'usure d'Archard. Pour conclure, les résultats des calculs pour les facteurs d'écoulement, de contact et d'usure d'un palier de tête de bielle seront présentés.

### *4.2. Approches expérimentales*

Dans ce paragraphe nous allons décrire les essais expérimentaux qui ont été réalisés sur un tribomètre pion-disque pour un couple de matériaux identique avec le couple coussinet - arbre d'une bielle réelle. Les résultats obtenus seront analysés afin de déterminer des coefficients d'usure dans une phase de rodage et une phase d'usure stationnaire.

#### *4.2.1. Description du tribomètre pion-disque*

Le tribomètre utilisé permet de mesurer les variations de la force de frottement en fonction de la vitesse et de l'effort normal.



*Figure 4.1. : Tribomètre pion-disque*

Le principe de fonctionnement de ce tribomètre consiste en la mise en contact de deux surfaces : un pion stationnaire (2 – sur la Figure 4.2.) et un disque tournant (1 – sur la Figure 4.2.). Le pion est fixé à un bras équilibré en liaison cardan avec le bâti. Le disque est monté sur une broche. La mesure de la vitesse de rotation du disque se fait au niveau de la broche par un tachymètre électronique à capteur inductif. La variation de la vitesse est obtenue par un moteur à courant continu asservi. Il permet d'obtenir des vitesses de glissement comprises entre 0,1 et 3,0 m/s. La force tangentielle de frottement est mesurée par un capteur de force à jauge. Le signal issu du capteur de force est amplifié et envoyé sur une table traçante. La force normale est appliquée par des masses suspendues à l'extrémité du bras articulé. Le pion et le disque sont totalement immergés dans l'huile contenue dans une cuve thermostatique en acier de contenance 0,5 l environ. Cette cuve présente la particularité d'avoir une double paroi dans laquelle circule en continu un fluide caloporteur. Ce dispositif permet de maintenir à une température moyenne constante le lubrifiant. Le cryothermostat, auquel la cuve thermostatique est reliée, permet d'obtenir des températures de travail comprises entre -30°C et 120°C qui correspondent au domaine d'utilisation conventionnelle des huiles.

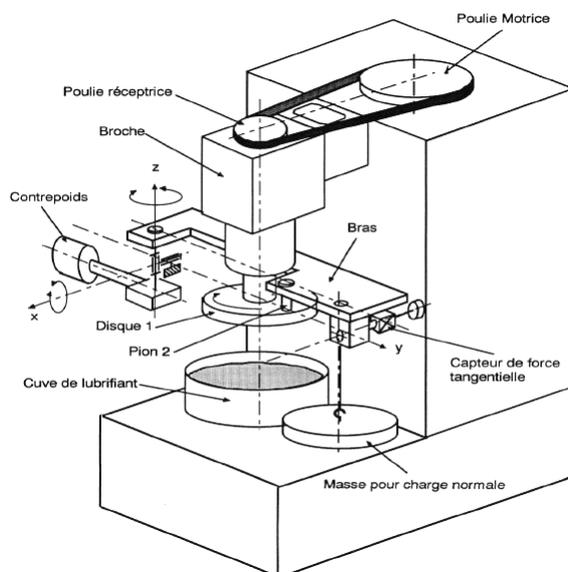


Figure 4.2. : Schéma du tribomètre pion-disque

Le contact entre le pion et le disque est de type plan-plan. La force normale, la température du lubrifiant et la vitesse de rotation sont réglés en fonction des conditions expérimentales requises. Les principaux réglages du tribomètre, utilisés dans cette étude, sont présentés dans le tableau suivant.

<b>Contact</b>	<b>Plan-plan (échantillon carré 5x5 mm)</b>
<b>Mouvement</b>	<b>Circulaire continu</b>
<b>Vitesse</b>	<b>Variable (de 0,1 à 3,0 m/s)</b>
<b>Pression moyenne imposée</b>	<b>Constante pour chaque essai (de 2 à 6 MPa)</b>
<b>Ambiance</b>	<b>Lubrifiée, 80°C</b>
<b>Mesures</b>	<b>Force de frottement</b>

Tableau 4.1. : Conditions générales d'essai

Les éprouvettes utilisées sur le tribomètre sont un disque, ici réalisé en acier traité et un pion réalisé en matériau multicouches.

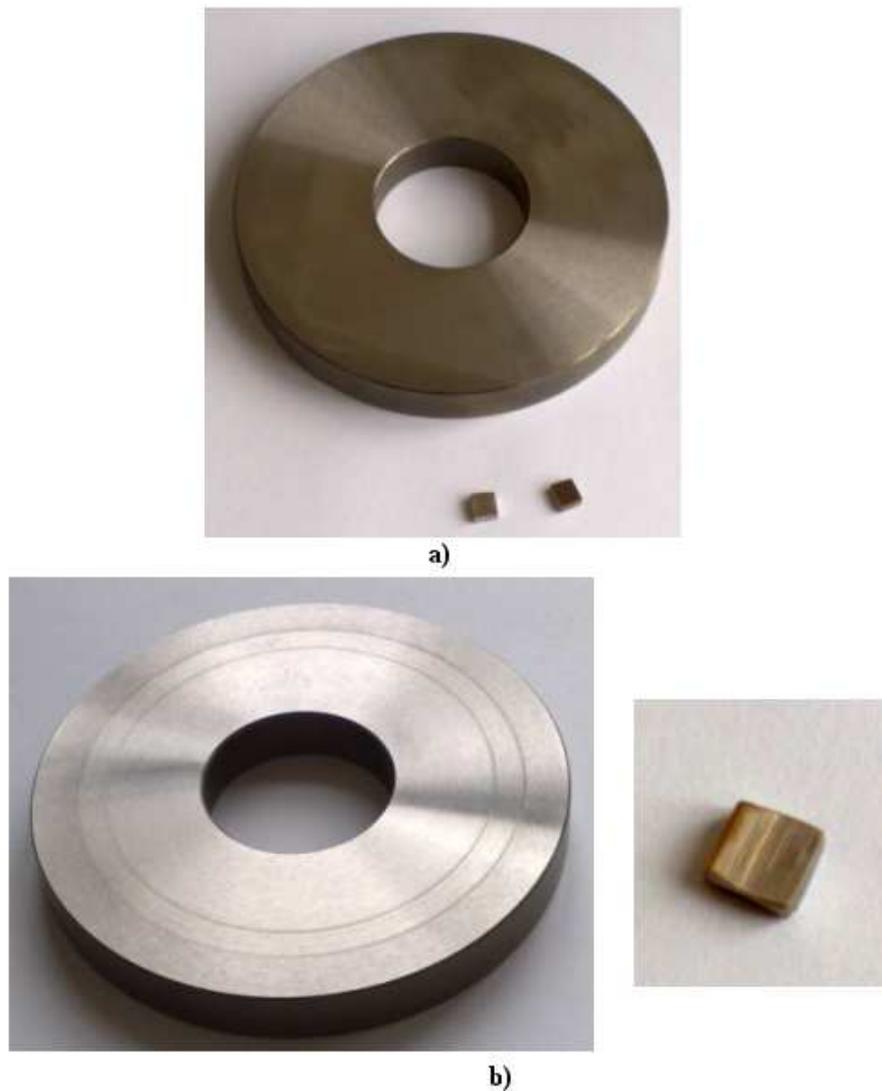


Figure 4.3. : Epreuves utilisées : un disque et deux pions ; a) pièces neuves, b) pièces usées

#### **4.2.2. Opérations réalisées pendant les essais sur tribomètre**

Certaines opérations avant, pendant, et après chaque essai sont nécessaires pour le bon déroulement de l'essai.

##### **Avant essai :**

- Nettoyage des éprouvettes à l'acétone et par ultrasons,
- Analyse visuelle des pions à l'aide d'un microscope,
- Pesée des pions avant essai sur une balance de précision ( $\pm 10^{-4}$  g),
- Montage du pion et du disque sur le tribomètre,
- Etalonnage de la machine,

- Immersion dans le bain lubrifiant,
- Chauffage de l'huile et stabilisation de la température,
- Application de la charge.

***Pendant l'essai proprement dit :***

- Stabilisation de la vitesse de départ,
- Mesure de la force de frottement et détermination du coefficient de frottement,
- En fin d'essai, suppression du contact pion-disque,
- Vérification de l'étalonnage réalisé avant l'essai.

***Après l'essai :***

- Démontage des éprouvettes,
- Dégraissage des éprouvettes à l'acétone et par ultrasons,
- Analyse visuelle des pions à l'aide d'un microscope,
- Pesée des pions,
- Analyse des frictiogrammes.

Le bain lubrifiant peut être réutilisé pour plusieurs essais en fonction de l'état de sa coloration. Après le dernier essai avec un lubrifiant, la cuve est vidée, nettoyée et dégraissée à l'acétone.

### ***4.2.3. Résultats obtenus pendant les essais***

Nous avons réalisé des essais avec différentes conditions de fonctionnement, telles que vitesse, pression et durée. Pour chacun de ces essais, nous avons exploité les valeurs de frottement et d'usure. L'ensemble des résultats obtenus est synthétisé dans le tableau ci-dessous :

	PARAMETRES				RESULTATS		TRAITEMENTS	
	Pression (MPa)	Pression supportée par les aspérités (MPa)	Vitesse (m/s)	Durée (h)	Frottement	Volume (mm <sup>3</sup> )	K	K modifié
Essai 1	4	1,33	0,4	1	0,06	0,17	0,030	0,009
Essai 2	4	3,00	0,2	3	0,10	0,23	0,027	0,004
Essai 3	6	4,17	0,3	3	0,10	0,34	0,017	0,003
Essai 4	4	0,63	0,4	1	0,04	0,26	0,045	0,029
Essai 5	4	2,40	0,2	1	0,08	0,20	0,069	0,012
Essai 6	2	0,36	0,2	1	0,03	0,09	0,063	0,034
Essai 7	3	1,58	0,2	0,5	0,07	0,12	0,111	0,021
Essai 8	3	2,48	0,2	0,75	0,12	0,19	0,117	0,014
Essai 9	3	1,74	0,2	0,75	0,08	0,11	0,068	0,012
Essai 10	3	2,38	0,2	1,5	0,12	0,22	0,068	0,009
Essai 11	3	2,76	0,2	0,5	0,14	0,17	0,157	0,017
Essai 12	6	3,27	0,3	2,5	0,08	0,28	0,017	0,003
Essai 13	6	3,75	0,3	1,5	0,10	0,18	0,019	0,003

Tableau 4.2 : Valeurs du coefficient d'usure

Les différentes rubriques de résultats d'essais vont être explicitées ci-dessous.

Dans un contact lubrifié, en fonction de paramètres tels que charge, vitesse, température, données géométriques, données rhéologiques des matériaux et du lubrifiant on peut rencontrer deux types de situations :

- une première situation où on a un film continu, avec des surfaces portantes bien séparées. La lubrification est en régime HD ou EHD et le frottement est visqueux.
- une deuxième situation où on a un film discontinu et où peuvent se produire des actions tangentielles dues à la proximité des surfaces portantes de même nature que celles qui déterminent le frottement solide. La lubrification est en régime mixte et le frottement est couplé : visqueux et solide.

Conformément à la loi d'Archard, le volume de matière perdu  $V$  peut être évalué avec l'expression suivante :

$$V = KF * L \tag{4.1}$$

où  $K$  représente le coefficient d'usure,  $F^*$  la force totale supportée par les aspérités et  $L$  la distance parcourue. Une des hypothèses de la loi d'Archard est que le contact a lieu en milieu sec, ce qui constitue la difficulté majeure d'un contact en situation de lubrification mixte.

En pratique, dans un contact qui fonctionne en condition de lubrification mixte, ce que l'on connaît ou ce que l'on peut mesurer c'est l'effort normal total  $F_{total}$  qui représente la somme des efforts sur les aspérités  $F^*$  en contact et les aspérités qui ne sont pas en contact  $F$  (figure 4.4). Trouver un critère de distinction entre les aspérités qui sont en contact et celles qui ne le sont pas devient donc nécessaire.

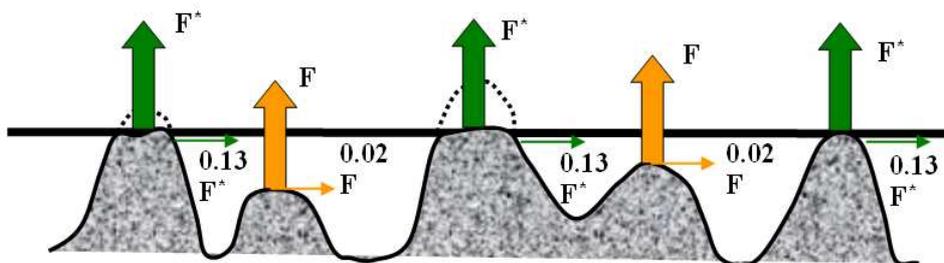


Figure 4.4. : Distribution de l'effort normal

Cette distinction entre les aspérités qui sont en contact ou pas se fait en fonction du coefficient de frottement. Par convention, pour un coefficient de frottement égal à environ 0,02 on considère que les aspérités ne touchent pas et donc que la charge est supportée par le fluide, alors que pour des valeurs égales à environ 0,13 on considère que les aspérités sont en contact et donc que la charge est supportée en partie par ces dernières.

On peut écrire que la force totale est égale à :

$$F_{total} = F^* + F \quad (4.2)$$

Dans un contact de lubrification mixte l'effort tangentiel est :

$$T = f_{max} F^* + f_{min} F = f_{moy} F_{total} \quad (4.3)$$

où  $f_{max}$ ,  $f_{min}$  et  $f_{moy}$  sont les valeurs maximales, minimales et moyennes du coefficient de frottement obtenues suite à des études expérimentales, telles que celles présentées par la suite.

En supposant que l'on connaît l'effort tangentiel  $T$  et en utilisant les deux relations ci-dessus, on peut déduire l'expression de la force supportée par les aspérités :

$$F^* = \frac{F_{total} (f_{moy} - f_{min})}{f_{max} - f_{min}} \quad (4.4)$$

Cette expression nous permet de savoir la proportion de la charge totale supportée par les aspérités. Le coefficient d'usure sera ensuite calculé et représenté de manière graphique, en sachant que chaque point sur la courbe obtenue correspond à un essai et que l'ordonnée du graphique représente le volume de matière perdu au cours de l'essai et l'abscisse représente le produit entre la pression, le temps et la vitesse imposés lors de l'essai.

#### 4.2.4. Analyse des résultats

Le volume de matière perdue est calculé à partir de la perte de masse obtenue par pesée du pion avant et après essai. La distance parcourue représente le produit entre la vitesse de glissement et les durées de l'essai. La pression supportée par les aspérités est calculée comme le rapport entre la force  $F^*$ , donnée par l'équation 4.4, et la surface du pion (5mm x 5mm). Afin de pouvoir calculer  $F^*$ , il faut déduire les coefficients de frottement à partir des frictiogrammes (figure 4.5).

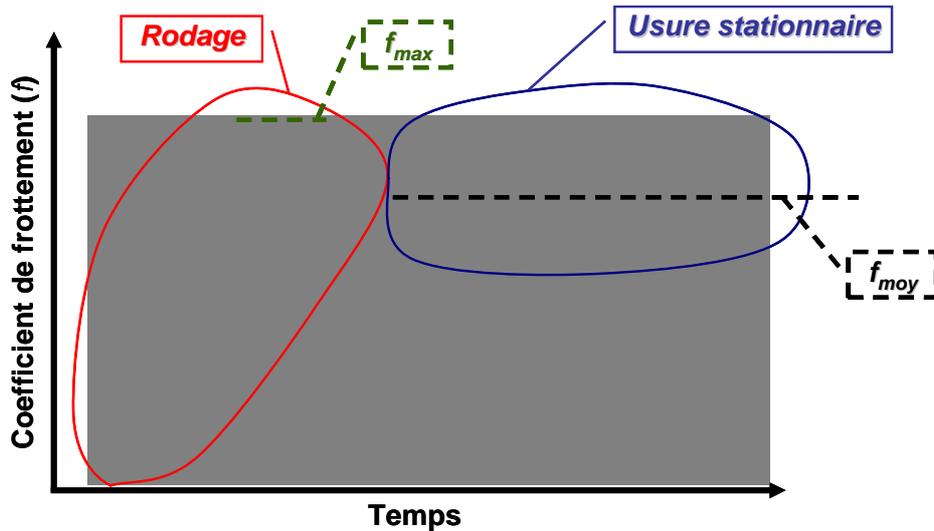


Figure 4.5 : Exemple de frictiogramme

La courbe représentée sur la figure 4.5 montre un frictiogramme typique des essais réalisés. On observe deux phases distinctes : l'essai débute avec une augmentation des valeurs du coefficient de frottement, jusqu'à atteindre une valeur. L'évolution du coefficient de frottement continue avec une brève phase de diminution. Ces deux premières phases de variation des valeurs du coefficient de frottement correspondent au rodage de la pièce. Sur la figure on remarque également une dernière phase, de stabilisation du coefficient de frottement, qui correspond à une usure stable et qui nous permet de relever la valeur moyenne du coefficient  $f_{moy}$  retenu dans le tableau 4.2.

A partir des données présentées dans le tableau 4.2 on peut calculer et représenter graphiquement le volume de matière perdu en fonction du produit PVT (pression x vitesse x temps) (figure 4.6).

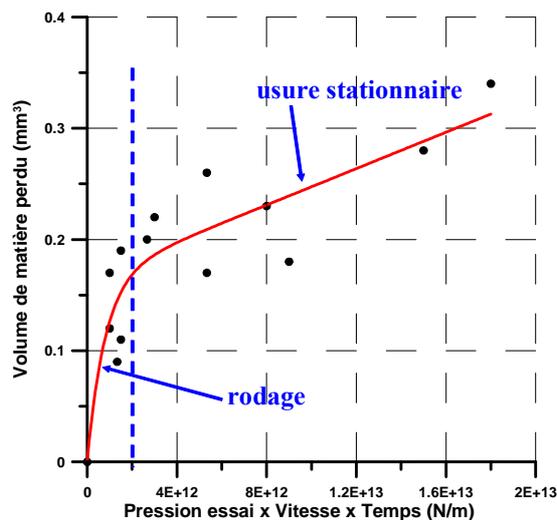


Figure 4.6. : Représentation graphique du volume de matière perdu en fonction du produit  $P_{essai}VT$

Sur la figure 4.6, le volume de matière perdu est représenté en fonction du produit entre la pression d'essai (imposée sur le banc) et la distance parcourue. On observe une dispersion importante des

résultats obtenus, générée par des conditions de lubrification variables : le coefficient de frottement varie entre 0,03 et 0,14. Afin de mieux regrouper les points expérimentaux, sur la figure 4.7 a) la pression d'essai est remplacée par la pression supportée par les aspérités.

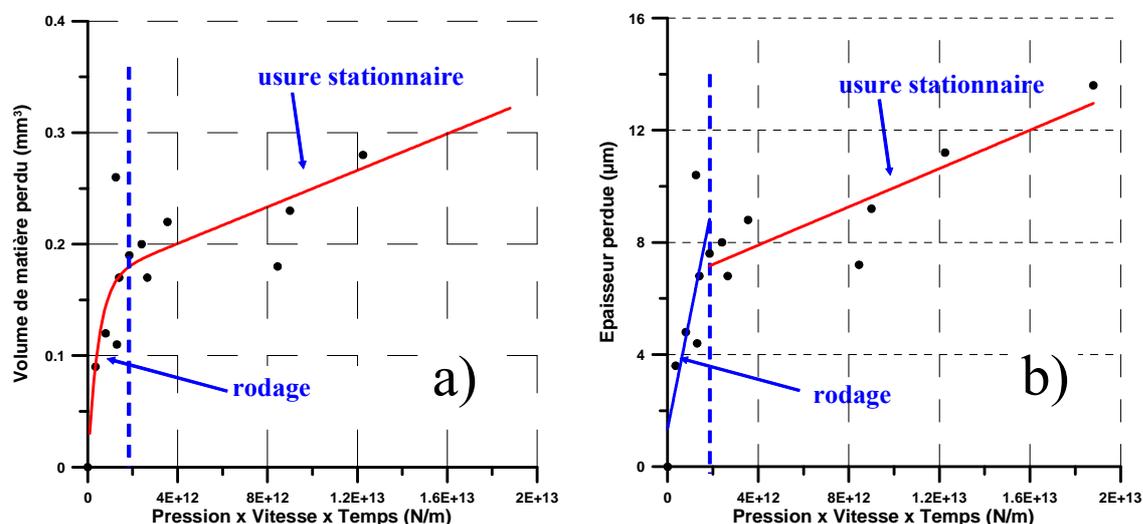


Figure 4.7 : a) Représentation graphique du volume de matière perdu en fonction du produit  $P_{contact}VT$

b) Représentation graphique de l'épaisseur perdue en fonction du produit  $P_{contact}VT$

En comparant la figure 4.7 a) avec la figure précédente, on remarque que les points sont moins dispersés autour de la courbe. On remarque également qu'à partir d'une valeur égale à  $\sigma_{rodage} = 1.3e^{12}$  J/mm<sup>2</sup> du produit PVT on passe d'une phase de rodage dans une phase de fonctionnement stable.

Sur la figure 4.7 b) on retrouve la variation de l'épaisseur de matière perdue en fonction du produit PVT. Le passage du volume à l'épaisseur de matière perdue est fait en divisant le volume par la surface du pion (25 mm<sup>2</sup>).

A partir des points représentés sur la figure 4.7 b) et en utilisant un procédé de lissage, on obtient la valeur du coefficient d'usure  $K_{rodage}$  pendant la phase du rodage et aussi sa valeur  $K$  pendant la phase d'usure stationnaire.

Pendant le rodage  $K_{rodage} = 5,6 \cdot 10^{-6}$  mm<sup>3</sup>/(Nm)

Dans un régime d'usure stationnaire le coefficient réel d'usure est  $K = 4,9 \cdot 10^{-7}$  mm<sup>3</sup>/(Nm). Ces valeurs seront utilisées dans l'algorithme d'usure numérique présenté au paragraphe 4.3.2 ce qui peut permettre de déduire le nombre des cycles réels de fonctionnement conduisant à un état stable.

### ***4.3. Description de la modélisation numérique de l'usure***

La modélisation de l'usure doit tenir compte d'une part, de la modification du profil du palier générée par un contact direct entre le coussinet et l'arbre et d'autre part, de la modification de la rugosité des deux surfaces en contact. D'ailleurs, la modification du profil dépend fortement de la pression de contact qui à son tour est une fonction de la rugosité des surfaces. Dans les trois modèles présentés les deux aspects vont être abordés.

Les modèles décrits par la suite vont être utilisés pour prédire l'usure dans un palier de tête de bielle. Dans la description des modèles on utilisera la notion d'un cycle de calcul qui est la modélisation d'un cycle moteur (de 0° à 720° angle de vilebrequin). Le cycle de calcul est divisé ensuite dans un nombre entier de pas de calculs. A chaque pas de calcul, les différents paramètres de palier (pression, débit, frottement...) sont calculés.

#### ***4.3.1. Modèle 1 : usure à chaque pas de calcul***

Dans ce premier modèle, si les conditions de fonctionnement permettent l'apparition d'une pression de contact, la géométrie du coussinet et de l'arbre est modifiée à chaque pas de calcul. Le profil est modifié localement selon une loi d'usure de type Archard. La quantité de matière enlevée dépend de la pression de contact  $p_c$  et de la vitesse relative entre les surfaces  $U$  :

$$\Delta h = K U \Delta t p_c \quad (4.6)$$

où  $\Delta h$  représente la modification locale de l'épaisseur du film,  $\Delta t$  le pas de temps et  $K$  le coefficient d'usure. En analysant cette équation on peut observer que la modification locale du profil d'épaisseur est contrôlée par le coefficient  $K$ , qui est différent pour les deux surfaces. Par ailleurs ce coefficient  $K$  prend des valeurs différentes si l'on se situe pendant le rodage ou en usure stationnaire.

Lors d'une modélisation numérique, le coefficient  $K$  doit être amplifié pour accélérer l'usure réelle et avoir des temps de calculs raisonnables. Plus ce coefficient est grand, plus l'usure va être rapide et plus les profils calculés risquent d'être irréguliers et de conduire à des problèmes de convergence. En revanche, une valeur faible de ce coefficient nécessite le calcul d'un nombre important de cycles afin d'attendre la stabilisation de l'usure. Le choix du paramètre d'amplification est donc uniquement un compromis numérique entre la qualité de la convergence ( $K$  faible) et la rapidité de la stabilisation de l'usure ( $K$  élevé).

Une autre hypothèse importante concerne la modification de la rugosité des surfaces en contact. On suppose que la rugosité des deux surfaces évolue en fonction des mêmes paramètres (équation 4.6). En conséquence on peut écrire que la rugosité évolue en même temps que le profil des surfaces évolue :

$$\Delta r = \alpha \Delta h \quad (4.7)$$

où  $\Delta r$  représente la diminution locale de rugosité et  $\alpha$  un coefficient qui peut varier entre 0 et 1 et qui peut être différent pour l'arbre et le coussinet. Si  $\alpha$  est nul, la rugosité de la surface n'évolue pas. Si  $\alpha$  est égal à 1, la rugosité est diminuée avec la même vitesse que la modification du profil. Une valeur seuil est choisie pour avoir toujours une rugosité supérieure à zéro.

Cependant, dans les modélisations présentées dans le paragraphe suivant, le coefficient  $\alpha$  est nul. En conséquence, la seule donnée du modèle est la valeur du coefficient d'usure  $K$ .

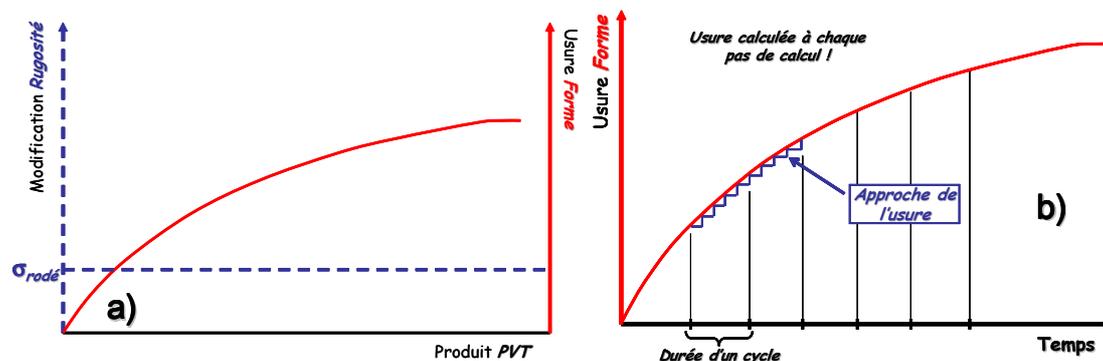


Figure 4.8 : Schéma du modèle 1 : a) usure en fonction du produit PVT b) usure en fonction du temps

La figure 4.8 montre une représentation schématique du modèle 1. On observe que ce modèle ne modifie pas la rugosité du coussinet et qu'une usure de forme est calculée depuis le début de la modélisation. On met en évidence le fait que ce modèle ne peut pas approcher la phase du rodage et donc il est valable seulement pour une usure après rodage. Le profil du coussinet est modifié à chaque pas de calcul et la durée d'un cycle est constante.

#### 4.3.2. Modèle 2 : usure en fin de cycle

La première hypothèse faite dans ce modèle est que, dans un premier temps, le contact va générer un rodage du coussinet limité à une réduction de la rugosité. Il est supposé que dans cette période de rodage le profil des deux solides ne change pas et que la rugosité du coussinet évolue vers une rugosité après rodage qui peut être celle de l'arbre. Après le rodage, la rugosité ne change plus et c'est le profil des surfaces qui va être modifié. La modélisation de l'usure est schématisée dans la figure 4.9.

A chaque pas de calcul et pour chaque nœud de maillage, le produit entre la pression de contact et la vitesse de glissement entre les deux surfaces est calculé et cumulé. A la fin du cycle le travail par unité de surface et par cycle  $\int_{cycle} p_c U dt$  est calculé localement et une analyse de chaque point du domaine est réalisée :

Le premier cycle de calcul est utilisé pour définir le seuil du travail par unité de surface et par cycle  $\int_{cycle} p_c U dt$  à partir duquel le point étudié sort de la période de rodage. Le maximum de toutes les

intégrales locales est calculé et choisi comme seuil. On va appeler ce seuil  $\int_{\text{cycle}} pV_{\text{rodage}}$ . Ce seuil est à relier avec la valeur du travail de rodage  $\sigma_{\text{rodage}}$  mesurée expérimentalement. Si un matériau a cette valeur  $\int_{\text{cycle}} pV_{\text{rodage}}$ , alors le rodage se produira lors du premier cycle. Sinon le rapport entre le seuil matériau et le seuil de rodage renseigne sur le nombre de cycles moteur nécessaires pour atteindre la fin de rodage.

Tous les points du domaine pour lesquels on a  $\int_{\text{cycle}} p_c U dt > 0.98 \int_{\text{cycle}} pV_{\text{rodage}}$  sont considérés rodés et l'usure du profil devient possible. Le passage à un état rodé est accompagné d'un changement de la rugosité locale du coussinet et d'une modification locale du profil, expliquée par la modification de la ligne moyenne de la rugosité, comme c'est illustré sur la figure 4.10.

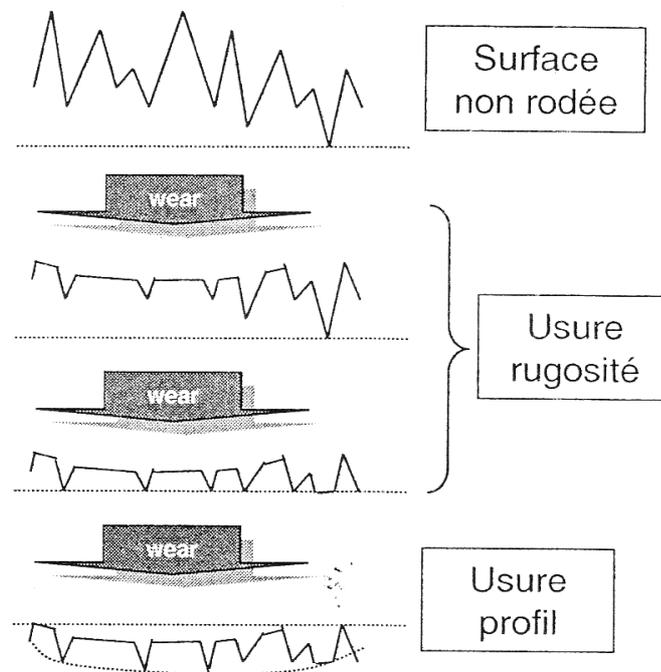


Figure 4.9 : Processus d'usure (Source interne Renault)

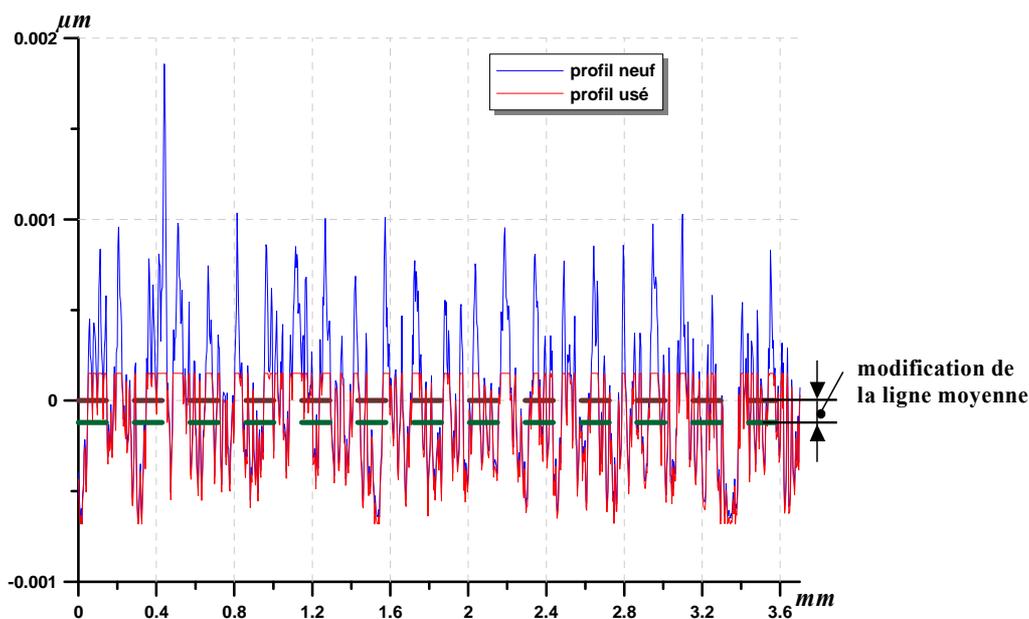


Figure 4.10 : Modification de la ligne moyenne générée par le rodage

Pendant les cycles suivants, à chaque pas de calcul, on accumule le produit  $p_c U$  si le point du domaine est encore en rodage, ou on accumule l'usure locale calculée à l'aide de l'équation 4.7 si le point est déjà rodé. A la fin du cycle, l'analyse locale conduit à la modification de l'état du point (rodé/non rodé) ou à la modification du profil. Les nouveaux paramètres seront ensuite utilisés pour le cycle suivant.

Les données du modèle 2 sont donc :

- la rugosité du coussinet après le rodage,
- le seuil de rodage,
- la modification de la ligne moyenne de la rugosité du coussinet après le rodage,
- le coefficient d'usure  $K$ .

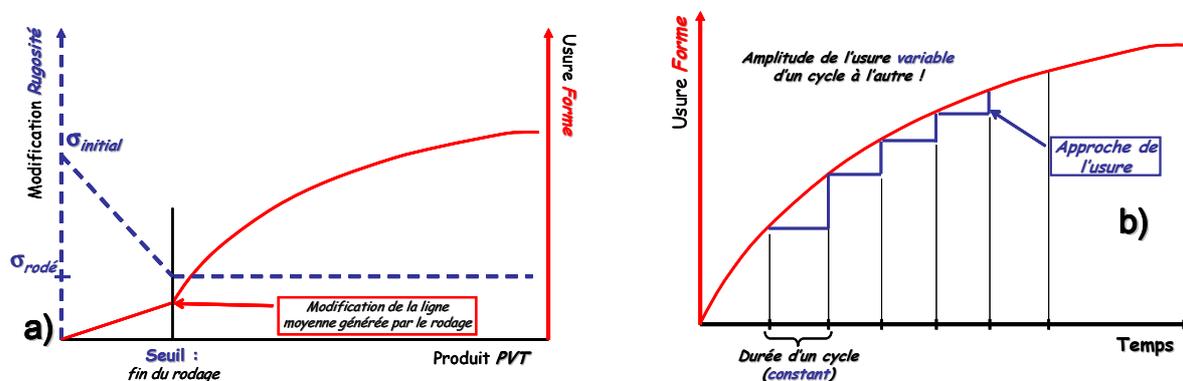


Figure 4.11 : Schéma du modèle 2 : a) usure en fonction du produit PVT b) usure en fonction du temps

La figure 4.11 montre une représentation schématique du modèle 2. On observe que ce modèle commence par une phase de rodage qui génère une évolution de la rugosité du coussinet vers une valeur après rodage, accompagnée par une modification de la ligne moyenne. On met en évidence le fait que ce modèle approche localement la phase du rodage. Le profil du coussinet est modifié à la fin d'un cycle et la durée d'un cycle est constante.

***4.3.3. Modèle 3 :***

CONFIDENTIEL

Figure 4.12 : Schéma du modèle 3 : a) usure en fonction du produit PVT b) usure en fonction du temps

#### ***4.4. Modélisation numérique d'un palier de tête de bielle***

Les modèles numériques ont été intégrés dans un logiciel de calcul développé par le LMS et dédié au calcul des paliers de moteur à combustion interne. Vu le contexte industriel de cette thèse, on a décidé de vérifier la pertinence des modèles numériques présentés sur deux cas réels, représentant deux ensembles coussinet – arbre en état neuf et usé.

Cette partie du mémoire est dédiée à la présentation des résultats obtenus lors de ces simulations.

##### ***4.4.1. Données***

Les trois surfaces étudiées sont celle du coussinet neuf, celle du coussinet usé (après rodage) et celle de l'arbre. Le coussinet neuf a une composition multicouche : un massif en acier couvert par une couche de cuivre d'une épaisseur de 300  $\mu\text{m}$ , une couche d'argent d'une épaisseur de 5  $\mu\text{m}$  et une couche de bismuth, d'une épaisseur de 5  $\mu\text{m}$ . L'arbre est constitué entièrement en acier. Les propriétés de l'ensemble de ces matériaux sont données dans le tableau 3.1, se trouvant dans le chapitre antérieur. Afin de pouvoir valider les modèles numériques, le coussinet usé doit être représentatif d'un état de surface après rodage. Comme nous n'avons pas de surfométrie d'un coussinet après rodage, les paramètres du coussinet usé ont été obtenus par une usure numérique du coussinet neuf. Cette usure a été effectuée par un seuillage de la courbe d'Abbott : 30% des pics les plus importants ont été supprimés (figure 4.13). De plus, nous avons considéré que la couche de bismuth a été entièrement enlevée.

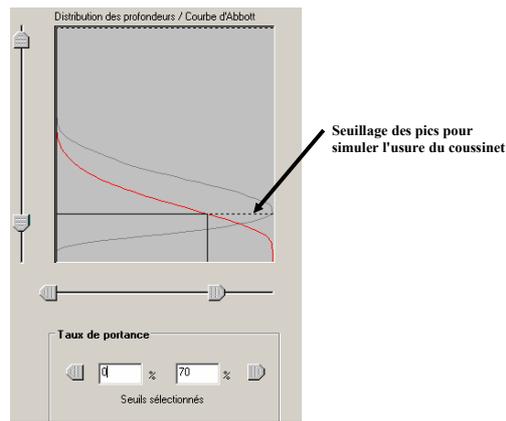


Figure 4.13 : Réalisation d'un état de surface après modification de la courbe d'Abbott

Suite à des surfométries, on a pu obtenir les paramètres de chaque surface, ce qui représente un élément primordial dans notre démarche.

	Coussinet neuf	Coussinet usé	Arbre
<b>R (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	0.95	0.54	0.0367
<b>SR (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	0.32	0.17	0.0169
<b>AR (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	91.2	68.1	94.3
<b>SAR (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	55	54.4	84.2
<b>W (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	0.54	0.23	0.02
<b>SW (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	0.24	0.11	0.01
<b>AW (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	650	756	1060
<b>SAW (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	432	481	419

Tableau 4.3 : Paramètres de surface pour le coussinet neuf, le coussinet usé et l'arbre

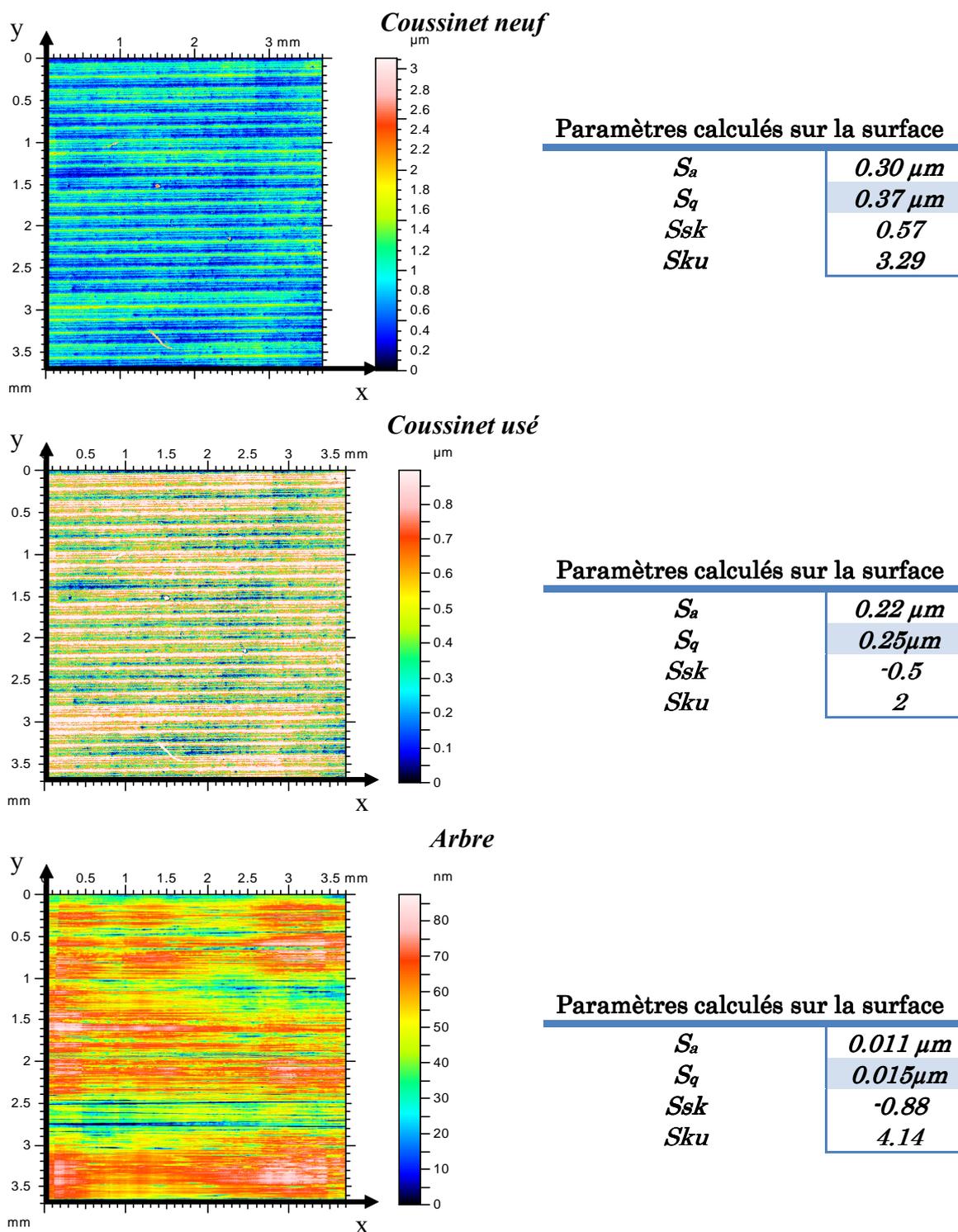


Figure 4.14 : Surfaces coussinet neuf, coussinet usé et arbre

Comme déjà mentionné, les modélisations qui vont être présentées dans les pages suivantes concernent un palier de tête de bielle d'un moteur diesel. Les caractéristiques du palier et les conditions de fonctionnement sont présentées dans le tableau 4.4.

<b>Rayon du palier (mm)</b>	26
<b>Largeur du palier (mm)</b>	18,7
<b>Jeu radial (mm)</b>	0,026
<b>Rayon du vilebrequin (mm)</b>	45
<b>Longueur de la bielle (mm)</b>	143,49
<b>Vitesse de rotation (tr/min)</b>	2000
<b>Pression d'alimentation (MPa)</b>	0,3
<b>Etendue axiale de l'alimentation (mm)</b>	7,346
<b>Etendue circonférentielle de l'alimentation (degrés)</b>	16,19
<b>Position du point central (degrés)</b>	50

Tableau 4.4 : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle de moteur diesel

La figure 4.15 montre le diagramme de charge pour un régime de 2000 tr/min.

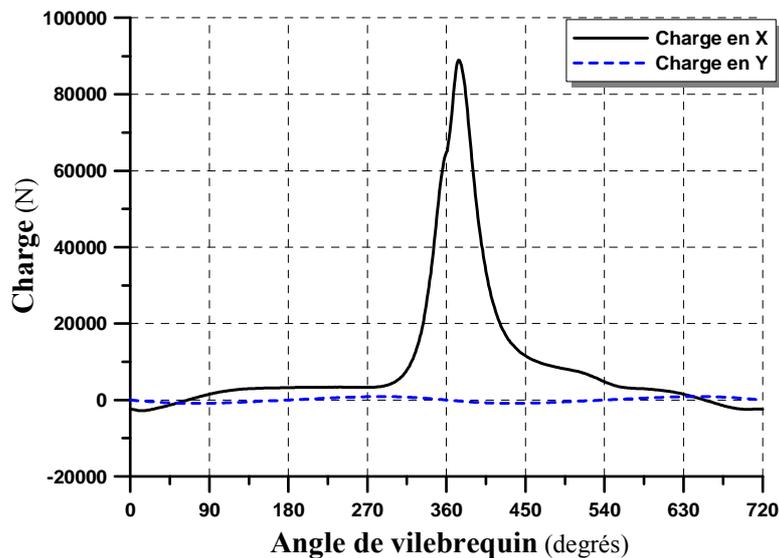


Figure 4.15: Diagramme de charge d'un palier de tête de bielle fonctionnant à 2000 tr/min

#### 4.4.2. Comparaison entre les modèles de contact et d'écoulement

Dans un premier temps on va comparer l'influence des modèles de contact et d'écoulement sur les paramètres de fonctionnement du palier. Aucun algorithme d'usure n'est utilisé.

Deux modèles de contact vont être analysés. Le premier est en fait le modèle de contact déjà existant dans le logiciel de calcul développé par le LMS et se traduit par une loi heuristique qui lie la pression de contact à l'épaisseur du film :

$$p_c = 0.5 \quad p_{c \max} \tanh\left(\frac{2\sigma - h}{\sigma/2}\right) \quad (4.8)$$

Les deux paramètres utilisés par l'équation 4.8 sont l'écart type de la rugosité  $\sigma$  et la pression maximale de contact à une épaisseur de film égale à  $\sigma$ . Pour simplifier les légendes des figures présentées par la suite, on va appeler ce modèle : Ancien modèle de Contact (AC).

Le deuxième modèle choisi est le modèle élastoplastique multicouche décrit dans le chapitre précédent. La variation de la pression en fonction de l'épaisseur est calculée à partir des paramètres des deux surfaces en contact. Dans un premier temps on va utiliser pour le coussinet les paramètres calculés après le rodage (voir le paragraphe précédent) en considérant une couche supérieure en Ag et une couche inférieure en Cu. Toujours pour simplifier les figures, on va appeler ce modèle : Nouveau modèle de Contact (NC).

La figure 4.16 montre la variation de la pression de contact avec l'épaisseur pour les deux modèles. La valeur de la pression de contact maximale choisie pour AC est égale à la pression de contact calculée avec NC pour une épaisseur égale à  $\sigma$ .

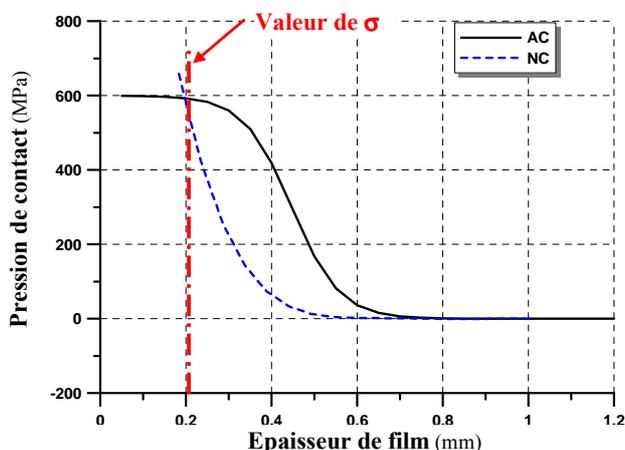


Figure 4.16: Variation de la pression de contact avec l'épaisseur de film pour le nouveau (NC) et l'ancien (AC) modèle de contact

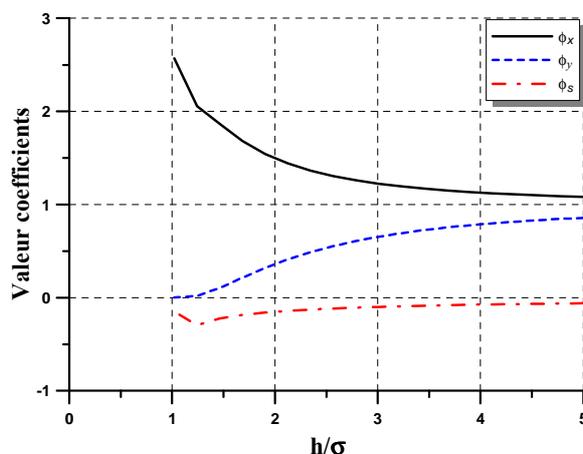


Figure 4.17: Variation des coefficients d'écoulement pour la combinaison coussinet après rodage/arbre

De la même manière, deux modèles d'écoulement vont être utilisés. Le premier modèle, qu'on va appeler **P&C** utilise les coefficients de Patir et Cheng. Le deuxième modèle, qu'on va appeler **Nouveau modèle d'Écoulement (NE)** a été décrit en détail dans le chapitre 2. Il propose le calcul de nouveaux coefficients d'écoulement spécifiques aux deux surfaces en contact (figure 4.17).

Afin de pouvoir comparer les différents modèles, trois modélisations vont être réalisées :

- 1) Un calcul utilisant AC et NE,
- 2) Un calcul utilisant NC et NE,
- 3) Un calcul utilisant NC et P&C.

Le tableau 4.5 fait un bilan des résultats obtenus.

	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{hydro\ max.}$ (MPa)	$P_{contact\ max.}$ (MPa)	Puissance rotative (W)	... par frott. sec (W)	Débit alim. (l/min)
<b>AC et NE</b>	0,53	220,9	113,2	64,9	5,3	0,16
<b>NC et NE</b>	0,40	219,2	73,2	62,6	2,8	0,16
<b>NC et P&amp;C</b>	0,41	218,4	80,2	65,6	2,7	0,16

Tableau 4.5: Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur diesel

La figure 4.18 montre la variation de l'épaisseur minimale du film avec l'angle de vilebrequin. On peut observer que les seules différences qui apparaissent entre les trois cas étudiés sont entre 355° et 415° d'angle de vilebrequin. C'est d'ailleurs autour de cette zone, qui correspond à l'allumage, que le palier fonctionne en conditions de lubrification mixte ( $h < 3\sigma$ ). Les différences observées sont directement liées à la loi de contact.

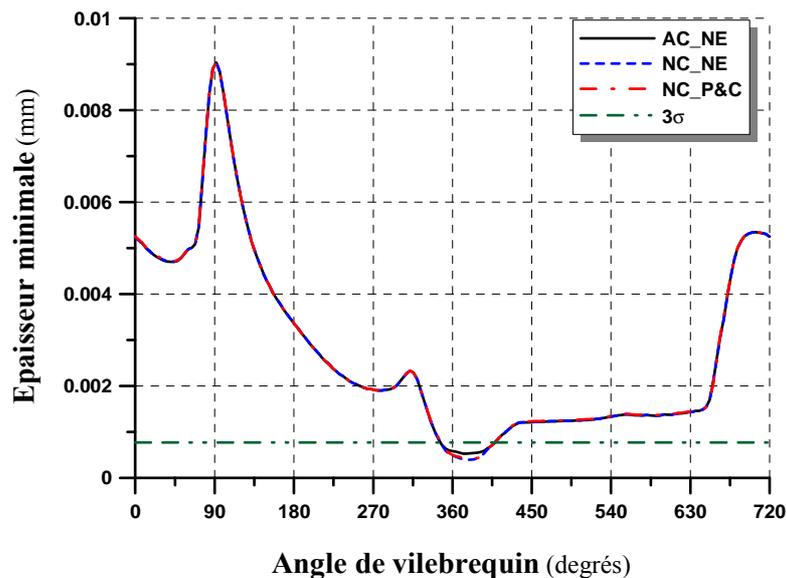


Figure 4.18 : Variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin

En regardant la figure 4.16 on peut observer que AC surestime par rapport à NC la pression de contact à des épaisseurs de film supérieures à  $\sigma$ . Les calculs montrent que ceci conduit donc à une surestimation de l'épaisseur minimale de film, observée sur la figure 4.18 et à une augmentation de la puissance rotative dissipée par frottement sec (tableau 4.5). La figure 4.19, qui montre la variation de la pression de contact maximale avec l'angle de vilebrequin vient renforcer cette conclusion.

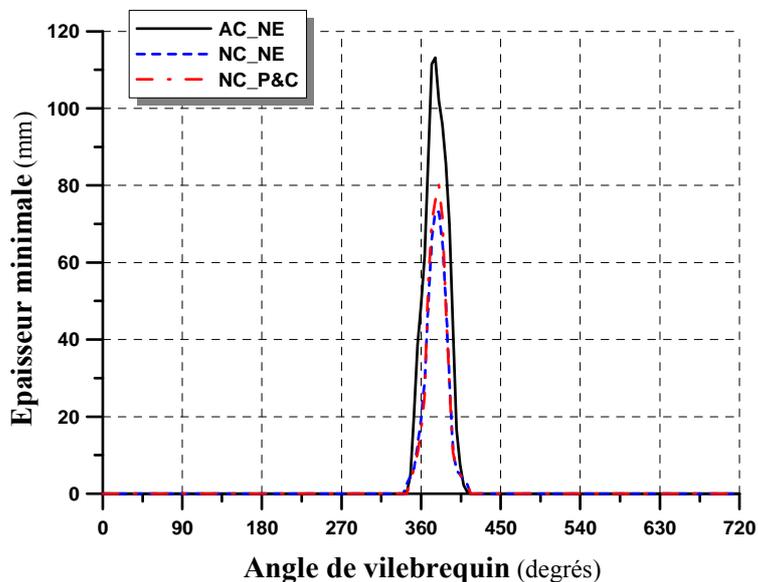


Figure 4.19 : Variation de la pression maximale de contact avec l'angle de vilebrequin

La figure 4.20 montre le champ des pressions de contact pour 376° d'angle de vilebrequin, ce qui correspond au moment où la pression est à son maximum. On peut observer que les zones en contact se situent essentiellement sur les bords du palier.

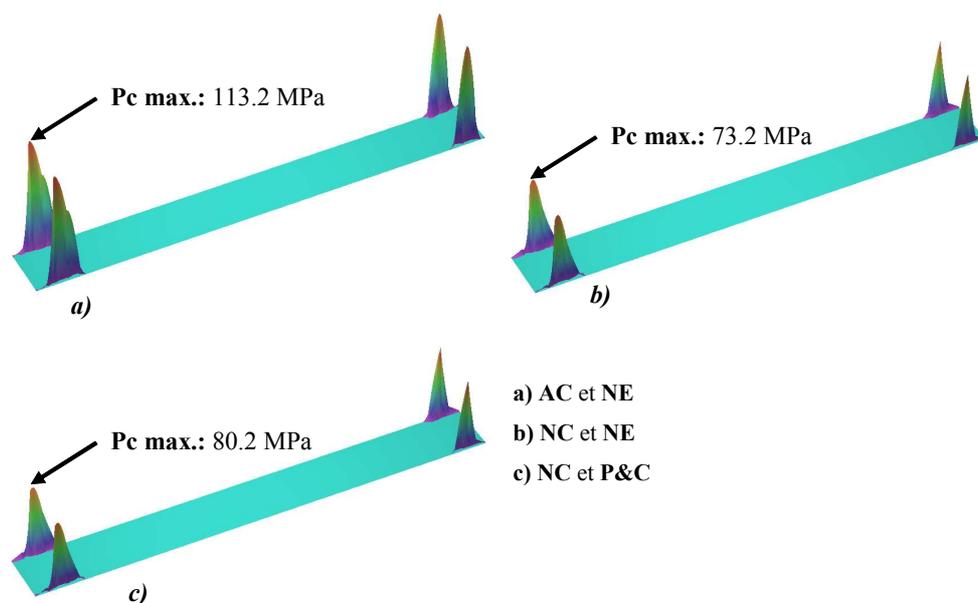


Figure 4.20 : Pression de contact à 376° d'angle de vilebrequin

De même, les images de la figure 4.21 b) et 4.21 c) montrent également des différences (8.7%) entre la pression maximale prédite par les calculs réalisés avec la même loi de contact (NE). Cette différence ne peut être expliquée que par le modèle d'écoulement qui est différent dans les deux cas. Il semble que le modèle P&C sous-estime la pression hydrodynamique. Comme la charge à équilibrer est la même dans les deux cas, le relais est pris par la pression de contact.

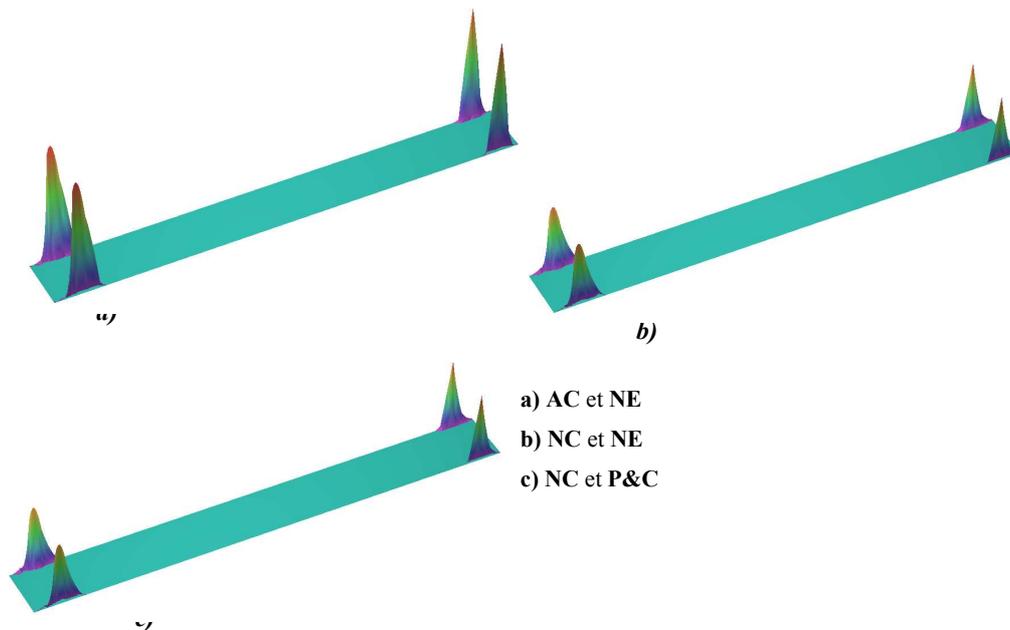


Figure 4.21 : Valeur moyenne du produit  $PV$  à la fin de calcul

Sur cette dernière figure, on peut également voir la valeur moyenne et locale du produit entre la pression de contact et la vitesse relative entre les deux surfaces, le produit  $PV$ . Comme nous l'avons vu au début de ce chapitre, ce paramètre influe directement sur l'usure des surfaces. En analysant ce résultat on peut s'attendre à une usure plus importante si le modèle de contact AC est utilisé. D'autre part, même si l'utilisation de modèles d'écoulement différents conduit à une différence de 8% sur la pression maximale, la figure 4.19 montre que pour le cas étudié les modèles d'écoulement n'ont pas d'influence sur le produit  $PV$  et donc pas d'influence sur l'usure calculée.

#### 4.4.3. Modélisation numérique de l'usure

Les trois modèles présentés au début de ce chapitre vont être utilisés pour prédire l'usure d'un palier de tête de bielle. Le modèle NE d'écoulement et le modèle NC de contact vont être utilisés dans tous les calculs analysés dans ce paragraphe.

Pour le modèle d'usure 1, les données utilisées sont :

- rugosité RMS du coussinet : 0,22  $\mu\text{m}$
- rugosité RMS de l'arbre : 0,015  $\mu\text{m}$

- coefficient d'usure  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$
- part de l'usure enlevée à la rugosité  $\alpha = 0$

Le coefficient  $K$  choisi pour cette modélisation numérique est amplifié d'un facteur  $10^4$  par rapport au coefficient obtenu suite aux essais. Si la valeur réelle de ce coefficient est utilisée dans le calcul, un nombre trop important de cycles de calcul sera nécessaire pour atteindre la convergence. C'est la raison qui nous conduit à choisir une valeur de  $K$  qui est un compromis numérique entre la qualité de la convergence ( $K$  faible) et la rapidité de la stabilisation de l'usure ( $K$  élevé). Ceci conduit à simuler des paquets de cycles réels (de l'ordre de  $10^4$ ) par cycle de calcul. La variation de la pression de contact avec l'épaisseur et les coefficients d'écoulement sont calculés pour la combinaison coussinet usé/arbre (après rodage).

Pour le modèle d'usure 2 les données utilisées sont :

- rugosité RMS du coussinet avant le rodage :  $0,3\mu\text{m}$ ,
- rugosité RMS de l'arbre :  $0,015\mu\text{m}$ ,
- rugosité du coussinet après le rodage :  $0,223\mu\text{m}$ ,
- modification de la ligne moyenne de la rugosité du coussinet après le rodage :  $0,192 \mu\text{m}$ ,
- coefficient d'usure  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ .

La figure 4.22 a) montre la variation de la pression de contact avec l'épaisseur avant et après le rodage.

La figure 4.22 b) montre la variation des coefficients d'écoulement avant et après le rodage.

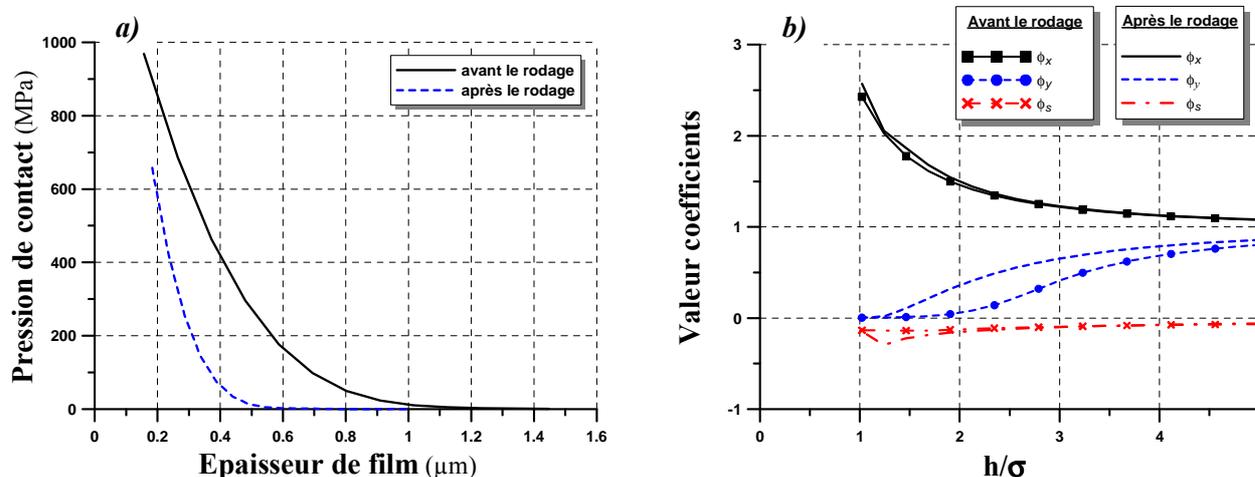


Figure 4.22 : a) Variation de la pression de contact avec l'épaisseur avant et après le rodage, b)

Variation des coefficients d'écoulement avant et après le rodage

Pour le modèle d'usure 3, les données utilisées sont :

La figure 4.23 montre l'usure finale prédite par les trois modèles, quand le comportement du palier se stabilise sur un mode de fonctionnement sans usure. La stabilisation pour le modèle 1 nécessite 26 cycles de calcul. Pour le modèle 3 la stabilisation a été atteinte après seulement 19 cycles. L'usure illustrée dans la figure 4.23 b) est le résultat de 81 cycles de calcul.

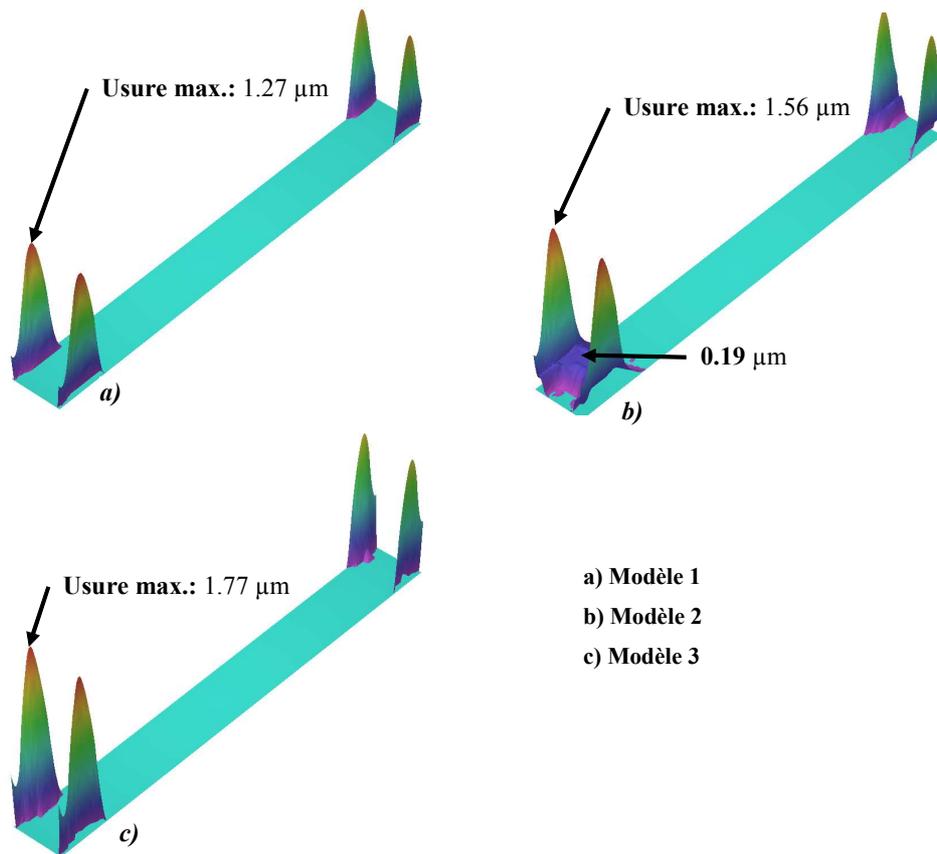


Figure 4.23 : Champs d'usures obtenus avec les trois modèles d'usure

L'analyse de la figure 4.23 montre que l'usure prédite par les trois modèles est essentiellement localisée sur le bord du palier. Le modèle 2 conduit à une usure d'environ 0,19  $\mu\text{m}$  à l'intérieur du palier, ce qui n'est pas prédit par les deux autres modèles. Afin de comprendre cette usure il faut analyser les valeurs du produit  $PV$  local calculées à la fin du premier cycle de calcul, pour les trois modèles (figure 4.24).

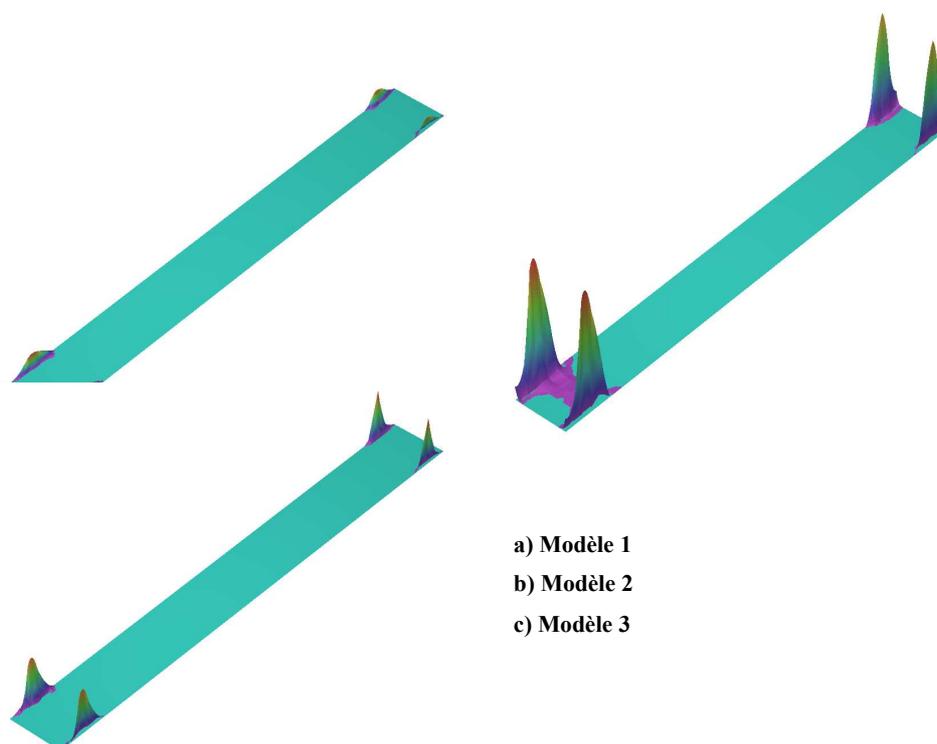


Figure 4.24 : Représentation qualitative du produit  $PV$  à la fin du premier cycle pour les trois modèles

On observe que les valeurs du produit  $PV$  prédites par le modèle 2 sont sensiblement plus grandes que celles prédites par les deux autres modèles. En fait, le modèle 2 est le seul qui utilise, au début du calcul, les caractéristiques du coussinet neuf, ce qui conduit à une pression de contact plus importante pour la même épaisseur du film. Il en résulte l'apparition d'une zone en contact à l'intérieur du palier, phénomène qui n'est pas prédit par les deux autres modèles. Cette zone située à l'intérieur passe très rapidement d'un état neuf à un état après rodage, ce qui conduit aussi à la disparition du contact. L'usure prédite par le modèle 2 à l'intérieur du palier correspond à la modification de la ligne moyenne de la rugosité du coussinet après le rodage.

	$h_{min}$ ( $\mu\text{m}$ )	$P_{hydro\ max.}$ (MPa)	Puissance rotative (W)	Débit alim. (l/min)	Nombre de cycles jusqu'à la stabilisation
<b>Modèle 1</b>	0,85	223,4	62,5	0,16	26
<b>Modèle 2</b>	0,86	230,2	62	0,16	81
<b>Modèle 3</b>	0,86	236	63,3	0,16	19

Tableau 4.6 : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur diesel, en utilisant trois modèles différents d'usure

Le tableau 4.6 montre les paramètres globaux obtenus avec les trois modèles. Si les résultats obtenus ne montrent pas de différences sensibles, un écart important peut être observé en ce qui concerne le nombre de cycles nécessaires à la stabilisation de l'usure et donc les temps de calcul.

La figure 4.25 montre la variation de la pression maximale de contact et de l'usure moyenne du coussinet avec les cycles de calcul. L'usure moyenne est la moyenne arithmétique de l'usure prédite pour tous les points du domaine. On peut observer une différence importante entre les niveaux de l'usure moyenne prédite par les modèles. Cela s'explique d'une part par le niveau effectif de l'usure maximale prédite mais aussi par l'étendue de la zone usée surtout en ce qui concerne le modèle 2. Le modèle 1 conduit à 22 nœuds du maillage où l'usure est présente. Le modèle 3 prédit 27 nœuds et le modèle 2 prédit 149 nœuds avec une modification de l'épaisseur due à l'usure.

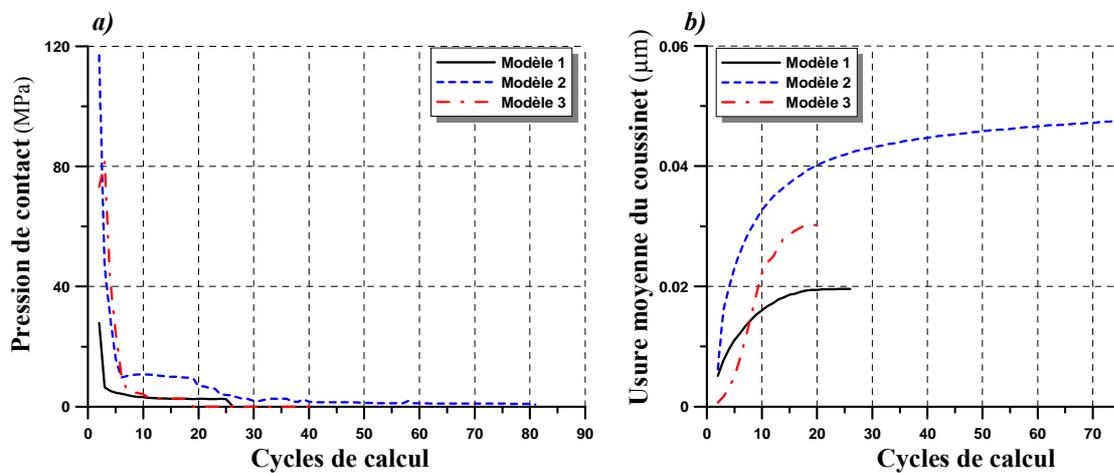


Figure 4.25 : a) Variation de la pression maximale de contact avec les cycles de calcul b) Variation de l'usure moyenne du coussinet avec les cycles de calcul

Il est également intéressant de voir l'influence sur les résultats du coefficient d'usure amplifié  $K$ . La figure 4.26 montre la variation de l'usure moyenne avec les cycles de calcul pour le modèle 1 et pour trois  $K$  différents. Sur la même figure on peut voir l'usure finale prédite dans les deux cas. Les résultats montrent que l'augmentation de  $K$  réduit le nombre de cycles nécessaires pour obtenir la stabilisation. En regardant le niveau de l'usure maximale on peut observer qu'il est très peu influencé par le coefficient d'usure à condition qu'il soit suffisamment petit, par exemple inférieur à  $0,1 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ . La valeur  $0,25 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  conduit à une usure stabilisée en 10 cycles de calcul mais la valeur maximale obtenue est clairement surévaluée. Cette valeur de  $K$  est trop importante.

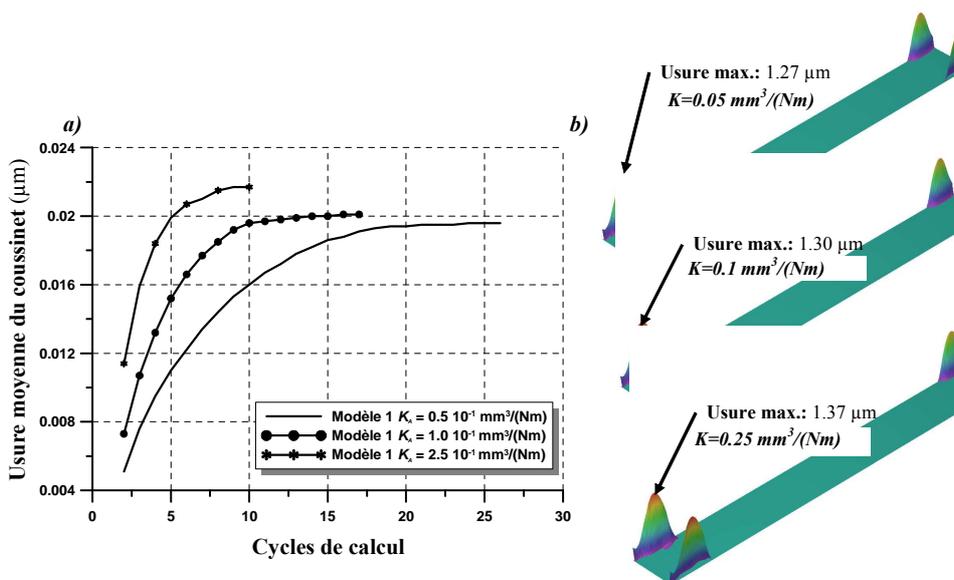


Figure 4.26 : Evolution de l'usure prédite avec le modèle 1 pour trois coefficients d'usure différents

a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale

Pour un coefficient  $K = 0,1 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  le modèle 1 montre que la convergence a lieu après 17 cycles de calcul. Le rapport entre ce coefficient et le coefficient d'usure réel (dédié suite aux essais, dans le paragraphe 4.2.3) est directement proportionnel avec le rapport entre le nombre de cycles de calcul et le nombre de cycles réels de fonctionnement moteur. Donc les 17 cycles de calculs numériques correspondent à  $2.04 \cdot 10^6$  cycles réels de fonctionnement moteur. En sachant que le moteur tourne à un régime de 2000 tours/min, l'état stable est atteint au bout de 34 heures de fonctionnement.

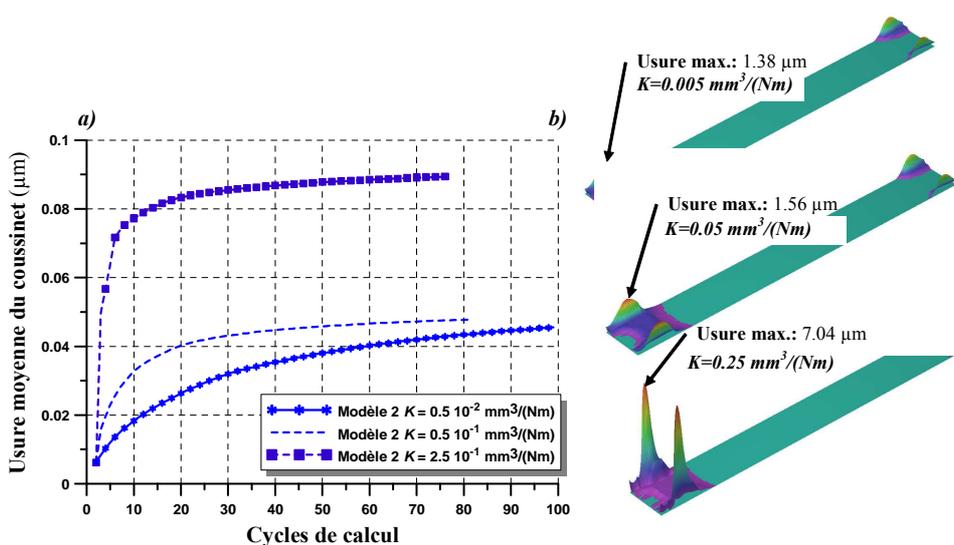


Figure 4.27 : Evolution de l'usure prédite avec le modèle 2 pour trois coefficients d'usure différents

a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale

La figure 4.27 montre la variation de l'usure moyenne avec le nombre de cycles de calcul pour le modèle 2 et pour trois  $K$  différents. Contrairement au cas précédent, l'augmentation de  $K$  n'a pas une grande influence sur le nombre de cycles nécessaires pour obtenir la stabilisation. La figure 4.27 montre également des différences importantes entre les valeurs de l'usure maximale prédite pour les trois simulations.

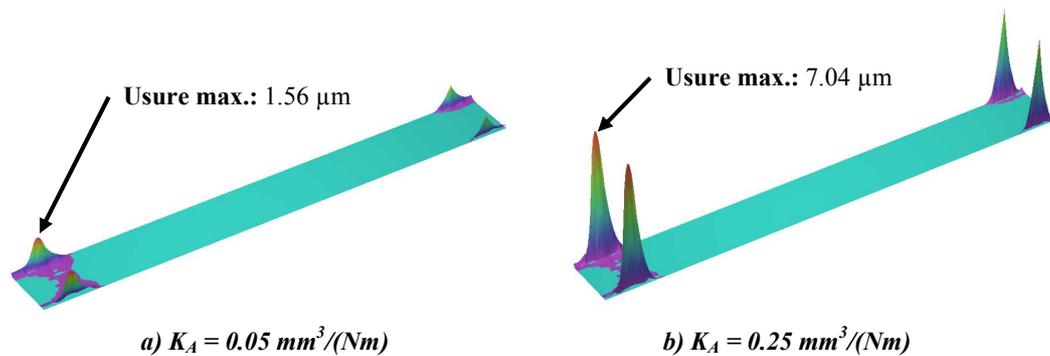


Figure 4.28 : Usure prédite par le modèle 2 après deux cycles de calcul pour deux valeurs du coefficient d'usure

Afin de comprendre cette différence on peut regarder l'usure prédite pour  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  et  $K = 0,25 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ , à la fin du deuxième cycle de calcul, illustrée sur la figure 4.28. On observe que l'usure maximale calculée après la stabilisation est en réalité prédite depuis le début de calcul, quand les résultats dépendent fortement du coefficient d'usure. Ceci montre que le coefficient  $K$  est surdimensionné et en conséquence a une influence non-négligeable sur le résultat final. Un coefficient  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  permet une évolution plus graduelle de l'usure mais il nécessite un nombre de cycles de calcul important. On peut estimer qu'un coefficient  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  est le plus adapté pour la situation étudiée.

Pour pouvoir évaluer le temps réel qui conduit à l'état stable de fonctionnement, il faut différencier les deux phases de fonctionnement du palier : phase de rodage et phase d'usure stationnaire. Même si localement (au niveau des nœuds du maillage du film) le passage entre les deux phases est clairement défini, globalement dans le palier il y a des zones en phase de rodage et d'autres en phase d'usure stationnaire. Le passage du palier dans un régime stationnaire d'usure doit normalement correspondre au moment où aucun nœud n'est plus en phase de rodage. Bien sûr, les zones où la pression de contact est nulle pendant le cycle entier ne doivent pas être prise en compte dans cette analyse.

La figure 4.29 f) montre la variation de la rugosité moyenne du coussinet avec le nombre de cycles de calcul pour  $K = 0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ . La rugosité du coussinet décroît pendant tout le calcul ce qui signifie qu'un certain nombre de points du maillage sont toujours dans une phase de rodage. Les figures de 4.29 a) à 4.29 e) montrent la rugosité du coussinet après 10, 20 30, 40 et 80 cycles de calcul. On peut

affirmer qu'à partir de 30 cycles, la variation de la rugosité est négligeable et en conséquence le palier passe en régime d'usure stable.

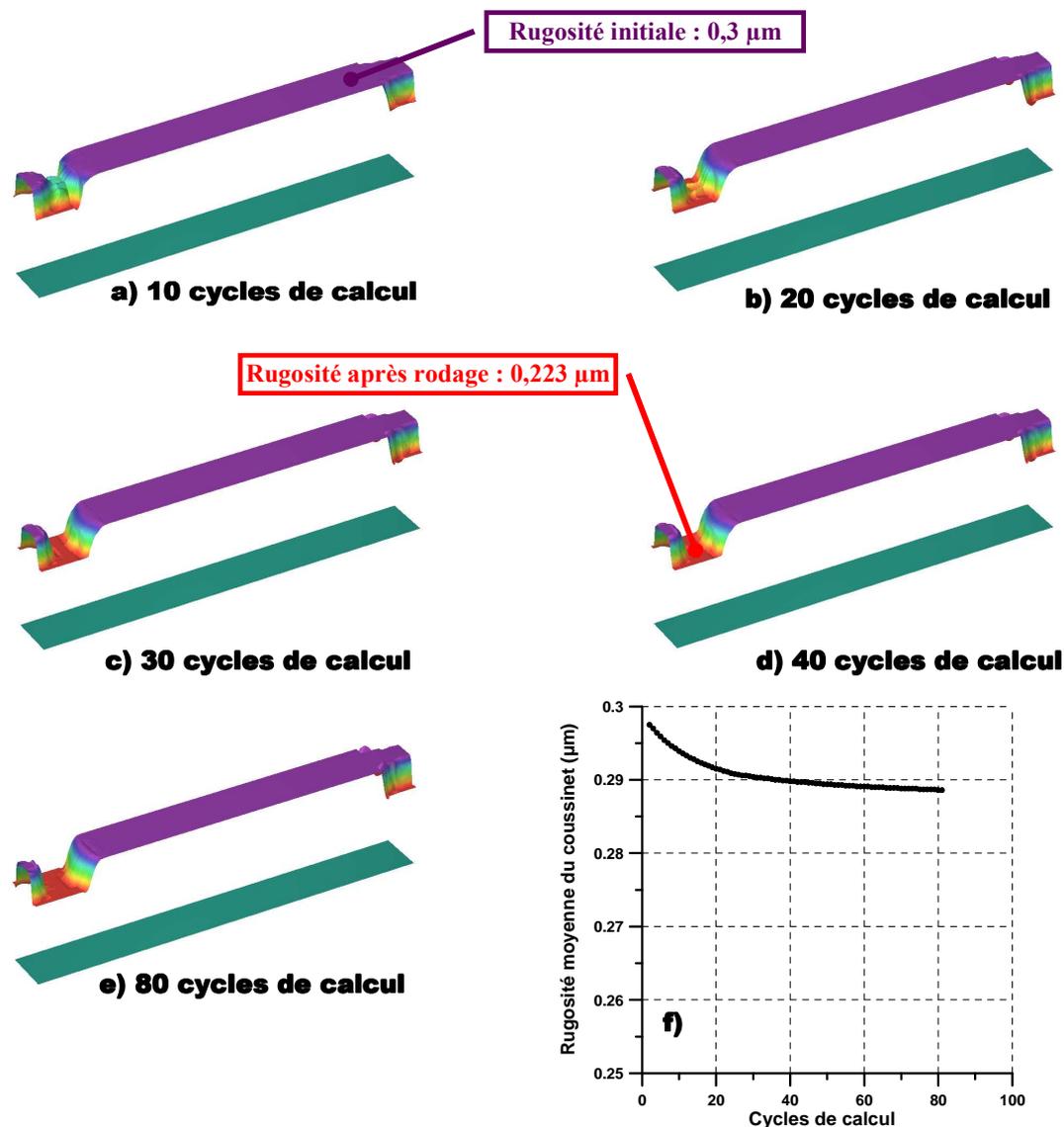


Figure 4.29 :Rugosité du coussinet après a) 10 cycles b) 20 cycles c) 30 cycles, d) 40 cycles, e) 80 cycles : f) Variation de la rugosité du coussinet avec le nombre de cycles de calcul

Si les premiers 30 cycles de calcul correspondent à une phase de rodage, afin de déterminer le temps réel de fonctionnement il faut comparer le coefficient d'usure numérique ( $0,05 \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ ) avec celui déterminé expérimentalement pour la phase de rodage ( $5,6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ ). Les 30 cycles numériques correspondent à  $8,93 \cdot 10^3$  cycles réels de fonctionnement moteur c'est à dire 4 heures et 30 minutes.

Cependant, pendant cette phase de rodage, un grand nombre de points du maillage passent assez rapidement dans une phase d'usure stationnaire (voir figures 4.29 a) et 4.29 b)). Si le coefficient d'usure stationnaire est pris comme référence, les 30 cycles de calcul correspondent à 51 heures de fonctionnement moteur.

En ce qui concerne la phase d'usure stationnaire, qui correspond aux cycles de calcul de 30 à 80, seul le coefficient d'usure stationnaire peut être utilisé pour calculer le nombre de cycles réels. En suivant le même raisonnement qu'auparavant, les 50 cycles de calcul correspondent à 85 heures de fonctionnement moteur.

CONFIDENTIEL

*Figure 4.30 : Evolution de l'usure prédite avec le modèle 3 pour trois valeurs différentes de l'usure maximale par cycle a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale*

## ***4.5. Conclusions et contexte industriel***

Ce dernier chapitre dédié à l'usure avait comme but de présenter le phénomène : les essais de frottement réalisés, la modélisation ainsi que les résultats donnés par les différents modèles, une fois implantés dans un code de calcul de palier.

Des essais de frottement de type pion-disque ont été réalisés au laboratoire LISMMA de Supmeca Paris. Les pièces utilisées représentent un coussinet pour les pions et un arbre pour le disque. Ces essais avaient pour but d'analyser le comportement du système lors d'un contact en milieu lubrifié et de quantifier les phases de rodage et d'usure stabilisée.

Trois modèles d'usure ont été également présentés. Les trois modèles sont basés sur la loi d'Archard et les différences consistent dans la prise en compte de l'usure, de point de vue numérique. Le premier modèle tient compte de l'usure à chaque pas de calcul, ainsi la géométrie du coussinet et de l'arbre est modifiée à chaque pas de calcul. Le deuxième modèle est basé sur l'accumulation de l'usure, cette dernière étant prise en compte en fin de cycle. Il est aussi supposé que la rugosité initiale du coussinet tend vers une rugosité après rodage qui peut être celle de l'arbre. Le troisième modèle est également basé sur l'accumulation de l'usure en fin de cycle, à la différence qu'une usure maximale est imposée. Ces trois modèles ont été intégrés dans un programme de calcul numérique développé au sein du laboratoire LMS de l'université de Poitiers.

En deuxième partie de ce chapitre on présente les résultats obtenus suite aux calculs réalisés en utilisant les modèles d'usure ainsi que les modèles d'écoulement et de contact présentés dans les chapitres précédents. Les trois modèles d'usure présentés prédisent une usure localisée au même endroit sur le coussinet. En même temps, si l'amplification numérique du coefficient  $K$  est soigneusement choisie, la valeur de l'usure maximale, obtenue avec les trois modèles, est du même ordre de grandeur. Le modèle 2 est le plus complet des trois et c'est le seul qui prend directement en compte la phase de rodage. Le modèle 3 est le plus simple à mettre en œuvre, mais il faut l'utiliser avec précaution quand l'usure par cycle tend vers zéro puisque dans ce cas le coefficient d'usure tend vers l'infini si l'on veut obtenir l'usure prédéfinie  $c_0$ .

# Conclusion

Les paliers de l'attelage mobile, générant environ un tiers des pertes par frottement du moteur, sont au cœur des problématiques essentielles de consommation en carburant des moteurs à combustion interne. Par ailleurs, sous l'effet des augmentations régulières de puissance spécifique et des couples à bas régimes, les paliers de moteurs sont soumis à des chargements mécaniques et thermiques de plus en plus sévères. La répétition de ces chargements peut entraîner des problèmes de fatigue et/ou d'usure. Par ailleurs, cet accroissement de sollicitation peut également être une source de grippage au niveau des paliers. Les deux modes d'avaries que sont l'usure par contact et le grippage résultent de l'occurrence de contacts entre l'arbre et le logement qui traduisent un mode de lubrification de type mixte à certains instants du cycle moteur.

Les travaux présentés dans cette étude portent donc sur le comportement des paliers lorsque ceux-ci fonctionnent temporairement en régime de lubrification mixte. Dans ce cadre, nous nous sommes intéressés à ce régime de lubrification, et aux possibilités de sa modélisation numérique, avec application aux paliers hydrodynamiques. Pour ce faire, dans un premier temps, une étude bibliographique a été entreprise pour nous permettre de situer ce problème dans le domaine de la lubrification et de voir les précédents travaux concernant les modèles d'écoulement, le contact et l'usure. Ces trois problématiques mentionnées représentent les trois phénomènes principaux autour desquels ce rapport est développé. Pour une analyse plus fine du contact, des notions statistiques de la topologie des surfaces ont été introduites et la rugosité a été définie. Les différentes techniques d'analyse des paramètres de contact prenant en compte ces rugosités ont été répertoriées et expliquées. L'analyse de ces techniques nous a aidé à en choisir les modèles qui nous semblent les mieux adaptés et les plus performants, pour la prise en compte des rugosités et pour le comportement d'un système mécanique durant son fonctionnement. En ce qui concerne la caractérisation des surfaces, l'approche retenue est celle basée sur les normes ISO déjà existantes. Dans le contexte de cette étude, l'utilisation des normes s'est avérée être utile et indispensable.

Le modèle de caractérisation de l'écoulement à faible épaisseur de film retenu est le modèle de Patir et Cheng, donc un modèle stochastique. Ce modèle a été, par la suite, adapté et amélioré de manière à pouvoir prendre en compte différents aspects, tels que la direction préférentielle des rugosités des

surfaces étudiées, et surtout de pouvoir l'appliquer à des surfaces réelles de paliers de moteur. Le modèle d'écoulement a été complété par des modèles de contact. Notre choix a porté sur trois modèles de contact rugueux sur lesquels nous reviendrons par la suite : un premier modèle purement élastique, un deuxième dû à F. Robbe-Valloire, de déformation élastique, élastoplastique et plastique, basé sur une caractérisation des surfaces conformément à la Norme Motif et finalement un troisième modèle de contact rugueux pour des matériaux non homogènes, qui représente une amélioration du deuxième modèle. Ce dernier choix s'explique à travers le contexte industriel de cette étude et notre souhait de caractériser au mieux une situation réelle de contact des paliers de moteur qui sont souvent constitués de matériaux multicouches. Cette étude de lubrification mixte est complétée par un modèle d'usure basé sur la loi d'Archard.

Une fois le problème situé et les moyens de travail identifiés, chacun de ces aspects a été traité en détail, en commençant par le modèle d'écoulement de fluide entre deux surfaces rugueuses, présenté dans le deuxième chapitre. En partant du modèle proposé par Patir et Cheng, nous avons proposé une nouvelle définition des facteurs d'écoulement qui prend en compte la direction des textures de surface, ce qui nous permet d'analyser des surfaces réelles rencontrées dans les paliers de moteur à combustion interne. Le calcul des facteurs d'écoulement nécessite des modélisations déterministes sur des maillages importants, ce qui conduit à des temps de calcul importants. Afin d'aboutir à un outil numérique rapide nous avons choisi d'utiliser la méthode multigrille. Le choix de cette méthode conduit aussi à un petit inconvénient. En raison du nombre important de points en contact, la convergence est difficile pour des épaisseurs moyennes de film inférieures à  $\sigma$ . Cependant, dans les zones très localisées d'un palier de moteur à combustion interne où se produisent des contacts,, l'augmentation des pressions de contact entre les rugosités fait que l'épaisseur atteint rarement ce niveau. Plusieurs calculs paramétriques nous ont permis de définir des critères de choix pour les surfaces de calcul utilisées pour déterminer les facteurs d'écoulement et même de définir une procédure à suivre afin de choisir la surface d'étude.

Dans le troisième chapitre, on s'est intéressé au phénomène de contact et on a détaillé notre choix qui porte sur trois modèles existants dans la littérature. Le premier est le modèle élastique de Greenwood et Williamson. Largement utilisé dans la littérature, il a retenu notre attention en raison de sa simplicité et de la justesse de ses résultats. Un deuxième modèle de contact, un modèle complet élastique, élastoplastique et plastique, proposé par Robbe-Valloire a été détaillé. Ce modèle est basé sur les paramètres statistiques des surfaces en contact. Un des grands avantages de ce modèle réside en le fait que les paramètres de surface peuvent être obtenus à la suite de mesures 2D ou 3D et l'obtention des résultats est presque instantanée. Ce modèle est valable seulement pour des matériaux homogènes, d'où notre choix d'un troisième modèle. Ce dernier représente le deuxième modèle adapté à des matériaux multicouche. Ces trois modèles statistiques ont été comparés à un modèle déterministe par éléments finis. Les différences entre les résultats obtenus peuvent être principalement expliquées par

les différences entre les deux méthodes abordées. Les modèles statistiques ont l'avantage de travailler sur la surface entière, éliminant ainsi les problèmes de représentativité de la surface, mais ne fournissent que le comportement moyen de la surface. Avec la méthode déterministe, le calcul est réalisé sur un échantillon de la surface, ce qui permet de souligner les spécificités de comportement de la zone considérée. En augmentant la taille de l'échantillon, on augmente de façon importante le temps de calcul, qui déjà n'est pas du tout négligeable. Les trois modèles retenus nous permettent de couvrir tous nos besoins, même pour les cas les plus particuliers.

Dans le dernier chapitre de ce manuscrit, on s'est intéressé au phénomène d'usure. Des résultats des essais de frottement de type pion-disque ont été présentés. Ces essais avaient pour but d'analyser le comportement du système lors d'un contact en milieu lubrifié et de quantifier les phases de rodage et d'usure stabilisée. Trois modèles d'usure ont été également présentés. Les trois modèles sont basés sur la loi d'Archard et les différences consistent dans la prise en compte de l'usure, de point de vue numérique. Le premier modèle tient compte de l'usure à chaque pas de calcul, ainsi la géométrie du coussinet et de l'arbre est modifiée à chaque pas de calcul. Le deuxième modèle est basé sur l'accumulation de l'usure, cette dernière étant prise en compte en fin de cycle. Il est aussi supposé que la rugosité initiale du coussinet tend vers une rugosité après rodage qui peut être celle de l'arbre. Le troisième modèle est également basé sur l'accumulation de l'usure en fin de cycle, à la différence qu'une usure maximale est imposée. Les résultats obtenus suite aux calculs réalisés en utilisant les modèles d'usure ainsi que les modèles d'écoulement et de contact présentés. Les trois modèles d'usure présentés prédisent une usure localisée au même endroit sur le coussinet. En même temps, si l'amplification numérique du coefficient  $K$  est soigneusement choisie, la valeur de l'usure maximale, obtenue avec les trois modèles, est du même ordre de grandeur. Le modèle 2 est le plus complet des trois et c'est le seul qui prend directement en compte la phase de rodage. Le modèle 3 est le plus simple à mettre en œuvre, mais il faut l'utiliser avec précaution quand l'usure par cycle tend vers zéro puisque dans ce cas le coefficient d'usure tend vers l'infini si l'on veut obtenir l'usure prédéfinie  $c_0$ . Ces trois modèles ont été intégrés dans un programme de calcul numérique développé au sein du laboratoire LMS de l'université de Poitiers.

## *Perspectives*

Le fait de disposer d'un modèle stochastique original de lubrification mixte ouvre la voie à de nombreuses pistes de recherche possibles dans le prolongement de cette étude. Néanmoins, avant d'explorer de nouvelles possibilités, le modèle de lubrification mixte doit encore être amélioré et validé. L'aspect le plus important, dans un premier temps, est la prise en compte des déformations des deux surfaces en contact, dans le modèle d'écoulement du film à faible épaisseur.

Une fois les lacunes du modèle de lubrification comblées, celui-ci pourra servir de base pour un modèle stochastique plus performant qui pourra inclure la possibilité de la prise en compte de la capacité portante pour les surfaces parallèles.

Parmi les nombreuses perspectives envisageables, une étude expérimentale de validation de l'usure, sur un cas réel, nous paraît indispensable.

## Références bibliographiques dans l'ordre de l'apparition dans le texte

- [1] **Booker J.F.**, "*Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution*", Journal of Basic Engineering, Transaction of the ASME, series D, pp 537, 1965
- [2] **Fantino B., Godet M., et Frêne J.**, "*Dynamic Behaviour of an Elastic Connecting-rod Bearing – Theoretical Study*", Proceedings of the Automotive Engines, Studies of engine Bearing and Lubrication SP-539 no° 830307, pp 23-32, 1983
- [3] **Fantino B., et Frêne J.**, "*Comparison of Dynamic Behaviour of Elastic Connecting-rod bearing in Both Petrol and Diesel Engines*", ASME Journal of Tribology, Vol.107, pp 87-91, 1985
- [4] **Oh K.P., et Goenka, P.K.**, "*The Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings Under Dynamic Loading*", ASME journal of Tribology, Vol.107, pp 389-395, 1985
- [5] **Bates T.W., Fantino B., Launay L., Frêne J.**, "*Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing: Comparison Between Theory and Experiment*", STLE Tribology Transaction, Vol. 33, n°2, pp 254-266
- [6] **Bonneau D., Guines D., Frêne J., Toplosky J.**, "*EHD Analysis, Including Structural Inertia Effects and a Mass-Conserving Cavitation Model*", ASME, Journal of Tribology, Vol. 117, pp 540-547, 1995
- [7] **Garnier T.**, "*Etude Elastohydrodynamique de la Liaison Carter/Vilebrequin d'un Moteur Thermique à Quatre Cylindres en Ligne*", Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 1997
- [8] **Bonneau D., Chomat A.M., Garnier T., Grente C.**, "*Influence of the Engine Block/Crankshaft Design on the 3D EHD Lubrication of a Four Cylinder Inline Automotive Engine*", IFToMM Symposium, Oulu, Finland, 1999.
- [9] **Knoll G., Lang J., Rienacker A.**, "*Transient EHD Connecting Rod Analysis: Full Dynamic Versus Quasi-static Deformation*", ASME, Journal of Tribology, Vol. 117, 1995
- [10] **Booker, J.F., Boedo, S.**, "Finite Element analysis of elastic engine bearing lubrication: Theory;" Revue européenne des éléments finis, 10, pp 705-724, 2001.
- [11] **Piffeteau S.**, "*Modélisation du Comportement Thermoélastohydrodynamique d'un Palier de Tête de Bielle Soumis à un Chargement Dynamique*", Thèse de troisième cycle de l'Université de Poitiers, 1999
- [12] **Michaud P.**, "*Modélisation Thermoélastohydrodynamique Tridimensionnelle des Paliers de Moteurs. Mise en place d'un Banc d'Essais pour Paliers Sous Conditions Sévères*", Thèse de troisième cycle de l'Université de Poitiers, 2004

- [13] **Paranjpe R.S., Han T.**, "A Transient Thermohydrodynamic Analysis including Mass Conserving Cavitation for Dynamically Loaded Journal Bearings", ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp 369-378, 1995
- [14] **Kim B.J., Kim K.W.**, "Thermo-Elastohydrodynamic Analysis of Connecting Rod Bearing in internal Combustion Engine", ASME Journal of Tribology, Vol. 123, pp 444-454, 2001
- [15] **Fatu A., Hajjam M., Bonneau D.**, "A New Model of Thermoelastohydrodynamic Lubrication in Dynamically Loaded Journal Bearings ", ASME Journal of Tribology, Vol. 128, pp. 85-95, 2006
- [16] **Wang, P. Keith, T.G. and Vaidyanathan, K.**, "Non-Newtonian Effects on the Performance of Dynamically Loaded Elliptical Journal Bearings Using a Mass-Conserving Finite Element Cavitation Algorithm", STLE Tribology Transaction, Vol. 44, No.4, pp. 533-542, 2001
- [17] **Fatu A., Hajjam M., Bonneau D.**, "Analysis of Non-Newtonian and Piezoviscous Effects in Dynamically Loaded Connecting-Rod Bearings", IMechE Journal of Engineering Tribology, Vol. 219, pp. 209-224, 2005
- [18] **Boedo, S., Booker, J.F.**, "Surface Roughness and Structural inertia in a mode-based mass-conserving elastohydrodynamic lubrication model," ASME J. Tribol., 119, pp. 449-455, 1997.
- [19] **Zhang C., Cheng H.S.**, "Transient Non-Newtonian Thermohydrodynamic Mixed Lubrication of Dynamically Loaded Journal Bearings", ASME Journal of Tribology, Vol. 122, pp 156-161, 2000
- [20] **Zhang C.**, "TEHD Behaviour of non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings I Mixed Lubrication for Direct Problem", ASME Journal of Tribology, Vol. 124, pp 178-185, 2002
- [21] **Wang, P. Keith, T.G. and Vaidyanathan, K.**, "Non-Newtonian Effects on the Performance of Dynamically Loaded Elliptical Journal Bearings Using a Mass-Conserving Finite Element Cavitation Algorithm", STLE Tribology Transaction, Vol. 44, No.4, pp. 533-542, 2001
- [22] **Wang, P. Keith, T.G. and Vaidyanathan, K.**, "Combined Surface Roughness Pattern and Non-Newtonian Effects on the Performance of Dynamically Loaded Journal Bearings", STLE Tribology Transaction, Vol. 45, No.1, pp. 1-10, 2002
- [23] **Ligier J.L. et Ragot P.**, « Piston Pin : Wear and Rotating Motion », SAE, April 11-14, 2005

- [24] **Fatu A., Riche I., Bonneau D.**, " *A Finite-Element Local Mesh Refinement Model For Treating Mixed-Lubrication in Conrod Bearings* ", 10th International Conference on Tribology, November 8-10, 2007, Bucharest, Romania
- [25] **Peklenik, J.**, "*New developments in surface characterization and measurements by means of random process analysis*", Proc. Instn. Mech. Engr., 1967-1968, Vol. 182, pp. 108-126
- [26] ] **Norme ISO NF EN 4287**, Edition AFNOR 935571 Saint – Denis LaPlaine, Décembre 1998
- [27] **Norme ISO NF EN 4288**, Edition AFNOR 935571 Saint – Denis LaPlaine, Mars 1998
- [28] **Norme ISO NF EN 12085**, Edition AFNOR 935571 Saint – Denis LaPlaine, Mars 1998
- [29] **Tseng, S.T. et Saibel, E.**, "*Surface roughness effect on slider lubrication*", ASLE Transactions, Vol. 10, pp. 334-338, 1967
- [30] **Christensen, H. et Tonder, K.**, "*The Hydrodynamic Lubrication of Rough Bearing Surfaces of Finite Width*", Transactions of the ASME, July 1971, pp. 324-330
- [31] **Rhow, S.K. et Elrod, H.G.**, "*The Effects on Bearing Load-Carrying Capacity of Two-Sided Striated Roughness*", October 1974, Transactions of the ASME, pp. 554-560
- [32] **Chow, L.S.H. et Cheng, H.S.**, "*The Effect of Surface Roughness on the Average Film Thickness Between Lubricated Rollers*", Journal of Lubrication Technology, January 1976, pp. 117-124
- [33] **Patir, N. et Cheng, H.S.**, "*An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication*", Journal of Lubrication Technology, January 1978, Vol. 100, pp. 12-17
- [34] **Patir, N. et Cheng, H.S.**, "*Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces*", Transactions of the ASME, April 1979, Vol. 101, pp. 220-230
- [35] **Tripp, J.H.**, "*Surface Roughness Effects in Hydrodynamic Lubrication: The Flow Factor Method*", Transactions of the ASME, July 1983, Vol. 105, pp. 458-465
- [36] **Knoll, G., Rienacker, A., Lagemann, V. et Lechtape-Grunter**, "*Effects of Contact Deformation of Flow Factors*", Transactions of the ASME, January 1998, Vol. 120, pp. 140-142
- [37] **Kim, T.W. et Cho, Y.J.**, "*Average flow model with elastic deformation for CMP*", Tribology International, 39, 2006, pp. 1388-1394

- [38] **Kim, T.W. et Cho, Y.J.**, “*The Flow Factors Considering the Elastic Deformation for the Rough Surface with a Non-Gaussian Height Distribution*”, Tribology Transactions, 51, pp. 213-220, 2008
- [39] **Tonder, K.**, “*The Lubrication of Unidirectional Striated Roughness : Consequences for Some General Roughness Theories*”, Journal of Tribology, April 1986, Vol. 108, pp. 167-170
- [40] **Tonder, K.**, “*Effects of Skew Unidirectional Striated Roughness on Hydrodynamic Lubrication. Part 2 – Moving Roughness*”, Journal of Tribology, October 1987, Vol. 109, pp. 671-678
- [41] **Lebeck, A.O.**, “*Parallel Sliding Load Support in the Mixed Friction Regime. Part 1 – The Experimental Data*”, Journal of Tribology, January 1987, Vol. 109, pp. 189-195
- [42] **Lebeck, A.O.**, “*Parallel Sliding Load Support in the Mixed Friction Regime. Part 2 – Evaluation of the Mechanisms*”, Journal of Tribology, January 1987, Vol. 109, pp. 196-205
- [43] **Lunde, L. et Tonder, K.**, “*Pressure and Shear Flow in a Rough Hydrodynamic Bearing, Flow Factor Calculation*”, Journal of Tribology, July 1997, Vol. 119, pp. 549-555
- [44] **Kharlamov, V.V., Kolmogorov, V.L., Pavlishko, S.V.**, “*Friction and wear model of a heavy loaded sliding pair. Part 3. Application to a lubricated plane bearing*”, Wear, 241, pp. 65-78, 2000
- [45] **Kane, M.**, “*Contribution à l'étude de l'influence de la rugosité et des effets non-Newtoniens dans les contacts sévères lubrifiés*”, Thèse soutenue en 2003
- [46] **Bayada, G. et Chambat, M.**, “*New Models in the Theory of the Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces*”, Transactions of the ASME, July 1988, Vol. 110, pp. 402-407
- [47] **Bayada, G. et Faure, J.B.**, “*A double Scale Analysis Approach of the Reynolds Roughness Comments and Application to the Journal Bearing*”, Journal of Tribology, April 1989, Vol. 111, pp. 323-330
- [48] **Kane, M. et Bou-Said, B.**, “*Comparison of Homogenization and Direct Techniques for the Treatment of Roughness in Incompressible Lubrication*”, Journal of Tribology, October 2004, Vol. 126, pp. 733-737
- [49] **Jai, M. et Bou-Said, B.**, “*A Comparison of Homogenization and Averaging Techniques for the Treatment of Roughness in Slip-Flow-Modified Reynolds Equation*”, Journal of Tribology, April 2002, Vol. 124, pp. 327-335

- [50] Bayada, G., Martin, S. et Vazquez, C., “*An Average Flow Model of the Reynolds Roughness Including a Mass-Flow Preserving Cavitation Model*”, *Journal of Tribology*, October 2005, Vol. 127, pp. 793-802
- [51] Sadeghi, F. et Sui, P.C., “*Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces*”, *Journal of Tribology*, April 1990, Vol. 112, pp. 341-346
- [52] Venner, C.H. et ten Napel, W.E., “*Surface Roughness Effects in an EHL Line Contact*”, *Transactions of the ASME*, July 1992, Vol. 114, pp. 616-622
- [53] Ai, X. et Cheng, H.S., “*A Transient EHL Analysis for Line Contacts With Measured Surface Roughness Using Multigrid Technique*”, *Journal of Tribology*, July 1994, Vol. 116, pp. 549-555
- [54] Jiang, X., Hua, D.Y., Cheng, H.S., Ai, X., Lee, S.C., “*A Mixed Elastohydrodynamic Lubrication Model With Asperity Contact*”, *Journal of Tribology*, July 1999, Vol. 121, pp. 481-491
- [55] Guateng, G., Cann, P.M., Olver, A.V., Spikes, H.A., “*Lubricant Film Thickness in Rough Surface, Mixed Elastohydrodynamic Contact*”, *Journal of Tribology*, January 2000, Vol. 122, pp. 65-76
- [56] Zhang, C. et Cheng, H.S., “*Transient Non-Newtonian Thermohydrodynamic Mixed Lubrication of Dynamically Loaded Journal Bearings*”, *Transactions of the ASME*, January 2000, Vol. 122, pp. 156-161
- [57] Wang, Q.J., Zhu, D., Cheng, H.S., Yu, T., Jiang, X., Liu, S., “*Mixed Lubrication Analyses by a Macro-Micro Approach and a Full-Scale Mixed EHL Model*”, *Journal of Tribology*, January 2004, Vol. 126, pp. 81-91
- [58] Holmes, M.J.A., Evans, H.P., Snidle, R.W., “*Analysis of Mixed Lubrication Effects in Simulated Gear Tooth Contacts*”, *Proceedings of 2004 ASME/STLE International Joint Tribology Conference*, Long Beach, California USA, October 24-27, 2004
- [59] Wang, W.Z., Liu, Y.C., Wang, H., Hu, Y.Z., “*A Computer Thermal Model of Mixed Lubrication in Point Contacts*”, *Transactions of the ASME*, January 2004, Vol. 126, pp. 162-170
- [60] Dobrica, M.B., Fillon, M., Maspeyrot, P., “*Mixed Elastohydrodynamic Lubrication in a Partial Journal Bearing – Comparison Between Deterministic and Stochastic Models*”, *Journal of Tribology*, October 2006, Vol. 128, pp. 1-11

- [61] Wang, Y., Wang, Q.J., Lin, C., “A mixed-EHL analysis of effects of misalignments and elastic deformations on the performance of a coupled journal-trust bearing system”, *Tribology International*, 39, 2006, pp. 281-289
- [62] Kragelski, J.F., “*Surface topography et tribology*”, *Tribology International*, October 1974, pp. 213-220
- [63] Greenwood, J.A. et Williamson, J.B.P., “*Contact of nominally flat surfaces*”, *Proc. Roy. Soc.*, 1966, A295, pp. 300-318
- [64] Greenwood, J.A. et Tripp, J.H., “*The elastic contact of rough spheres*”, *Journal of Applied Mechanics*, March 1967, Vol. 34, Series E, pp. 153-159
- [65] Greenwood, J.A. et Tripp, J.H., “*The contact of two nominally flat rough surfaces*”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.* 1970 - 71, vol. 185, pp. 48-71
- [66] Whitehouse, D.J. et Archard, J.F., “*The properties of random surfaces of significance in their contact*”, 1970, *Proc. R. Soc. A* 316, pp. 97-121
- [67] Onions, R.A., Archard, J.F., “*The contact of surfaces having a random structure*”, *J. Phys. D : Appl. Phys.*, Vol. 6, 1973
- [68] Bush, A.W., Gibson, R.D. et Thomas, T.R., “*The elastic contact of a rough surface*”, *Wear*, 35, 1975, pp. 87-111
- [69] O'Callaghan, M., Cameron, M.A., “*Static contact under load between nominally flat surfaces in which deformation is purely elastic*”, *Wear*, 36, 1976, pp.79-97
- [70] Nayak, P.R., “*Random process model of rough surfaces*”, *Journal of Lubrication Technology*, 1971, pp. 398-407
- [71] Hisakado, T., “*Effects of surface roughness on contact between solid surfaces*”, *Wear*, 1974, 28, pp. 217-234
- [72] Pullen, J. et Williamson, J.P.B., “*On the plastic contact of rough surfaces*”, *Proc. R. Soc. Lond.*, 1972, A 327, pp. 159-173
- [73] Johnson, K.L., Greenwood, J.A., Poon, S.Y., “*A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication*”, *Wear*, 1972, 19, pp.91-108
- [74] Ishigaki, H. et Kawaguchi, I., “*A simple estimation of the elastic - plastic deformation of contacting asperities*”, *Wear*, 54, 1979, pp.157-164
- [75] Woo, K.L. et Thomas, T.R., “*Contact of rough surfaces: A review of experimental work*”, *Wear*, 1980, 58, pp.331-340

- [76] **McCool, J.I.**, “*Comparison of models for the contact of rough surfaces*”, *Wear*, 1986, 107, pp.37-60
- [77] **Chang, W.R., Etsion, I. et Bogy, D.B.**, “*An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces*”, *Journal of Tribology*, April 1987, Vol. 109, pp.257-263
- [78] **Goryacheva, I.G. et Dobychin, M.N.**, “*Multiple contact model in the problems of tribomechanics*”, *Tribology International*, February 1991, Vol. 24, No. 1, pp. 29-35
- [79] **Polonsky, I.A. et Keer, L.M.**, “*Scale Effects of Elastic-Plastic Behavior of Microscopic Asperity Contacts*”, *Journal of Tribology*, April 1996, Vol. 118, pp. 335-340
- [80] **Lee, C et Ren, N.**, “*Behavior of Elastic-Plastic Rough Surface Contacts as Affected by Surface Topography, Load, and Material Hardness*”, *Tribology Transactions*, 1996, Vol. 39, 1, pp. 67-74
- [81] **Goryacheva, I.G.**, “*Mechanics of discrete contact*”, *Tribology International*, 39, 2006, pp. 381-386
- [82] **Ciavarella, M., Murolo, G., Demelio, G. et Barber, J.R.**, “*Elastic contact stiffness and contact resistance for the Weierstrass profile*”, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 2003
- [83] **Ciavarella, M. et Demelio, G.**, “*Elastic multiscale contact of rough surfaces: Archard's model revisited and comparisons with modern fractal models*”, *ASME*, May 2001, Vol. 68, pp. 496–498
- [84] **Robbe-Valloire, F.**, « *Statistical analysis of asperities on a rough surface* », *Wear*, 249, pp. 401-408, 2001
- [85] **Robbe-Valloire, F., Paffoni, B. Et Progri, R.**, “*Load transmission by elastic, elasto-plastic or fully plastic deformation of rough interface asperities*”, *Mechanics of Materials*, 33, pp. 617-633, 2001
- [86] **Kogut, L. et Etsion, I.**, « *Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat*”, *ASME J. Appl. Mech.*, 2002, 69, pp. 657-662
- [87] **Yu, N. et Polycarpou, A.A.**, “*Contact of Rough Surfaces With Asymmetric Distribution of Asperity Heights*”, *Journal of Tribology*, April 2002, Vol. 124, pp. 367-376
- [88] **Bhushan, B. et Peng, W.**, “*Contact mechanics of multilayered rough surfaces*”, *Appl. Mech. Rev.*, September 2002, Vol. 55, No. 5, pp. 435-480
- [89] **Progri, R., Robbe-Valloire, F., Paffoni, B., Gras, R.**, “*Influence de la présence d'une couche d'argent sur le frottement d'un contact fonctionnant en régime de lubrification mixte* », *Les progrès en tribologie*, Nancy – France, 15 – 16 mai 2003

- [90] **Tomanik, E.**, “*Modelling of the Asperity Contact Area on Actual 3D Surfaces*”, SAE International, 2004
- [91] **Jackson, R.L. et Green, I.**, “*A Finite Element Study of Elasto-Plastic Hemispherical Contact Against a Rigid Flat*”, *Journal of Tribology*, April 2005, Vol. 127, pp. 343-354
- [92] **Pascovici, M.D., Cicone T.**, “*Elemente de Tribologie*”, Bren, ISBN 973-8143-41-1, Bucarest 2001
- [93] **Archard, J.F.**, “*Surface Topography and Tribology*”, *Tribology International*, October, 1974, pp. 213-220
- [94] **Ligier, J.L.**, “*Avarie en lubrification*”, 2004, Editions Technip
- [95] **Bikerman, J.J.**, “*Adhesion in friction*”, *Wear*, 1976, 39, pp. 1-13
- [96] **Del Din, M. et Kassfeldt, E.**, “*Wear characteristics with mixed lubrication conditions in a full scale journal bearing*”, *Wear*, 1999, 232, pp. 192-198
- [97] **Shareef, I., Hammond, W., Harpreet, S.**, “*Wear of Bearing Materials*”, SAE 941111, 1994
- [98] **Ushijima, K., Aoyama, S., Kitahara, K., Okamoto, Y., Jones, G., Xu, H.**, “*A Study on Engine Bearing Wear and Fatigue Using EHL Analysis and Experimental Analysis*”, SAE 1999-01-1514, May 3-6, 1999
- [99] **Xu, H., Jones, G.J., Aoyama, S., Ushijima, K., Okamoto, Y., Kitahara, K.**, “*Simulation of Bearing Wear and Its Influence Upon Bearing Performance Base don Elastohydrodynamic Analysis*”, SAE, SP-1643, 1999
- [100] **Ligier, J.L. et Gojon, R.**, « *Prédiction de l'usure et du grippage d'un palier de moteur diesel* », SIA, 93065, 1993
- [101] **Priest, M. et Taylor, C.M.**, “*Automobile engine tribology – approaching the surface*”, *Wear*, 2000, 241, pp. 193-203
- [102] **Unlu, B.S. et Atik, E.**, “*Determination of friction coefficient in journal bearings*”, *Materials and Design*, 28, 2007, pp. 973-977
- [103] **Nikolakopoulos, P.G. et Papadopoulos, C.A.**, “*A study in worn misaligned journal bearings under severe hydrodynamic lubrication*”, *Tribology International*, 41, 2008, pp. 461-472
- [104] **Chowdhury, S.K.R.**, “*Prediction of Nano-Scale Wear – An Analytical Approach*”, *Proceedings of 2004 ASME/STLE International Joint Tribology Conference*, Long Beach, California USA, October 24-27, 2004

- [105] **Watson, M., Byington, C., Edwards, D., Amin, S.**, “*Dynamic modeling and wear-based remaining useful life prediction of high power clutch systems*”, Proceedings of 2004 ASME/STLE International Joint Tribology Conference, Long Beach, California USA, October 24-27, 2004
- [106] **Bowden, F.P. et Tabor, D.**, “*Friction and Lubrication*”, 1956
- [107] **Salib, J., Kligerman, Y., Etsion, I.**, “*Adhesive wear model for a spherical contact*”, ECOTRIB, 12-15 Juin, 2007
- [108] **Kloss, H. et Wasche, R.**, “*Analytical approach for wear prediction of metallic and ceramic materials in tribological applications*”, ECOTRIB, 12-15 Juin, 2007
- [109] **Hegadekatte, V., Huber, N., Kraft, O.**, “*Modeling and simulation of wear in a pin on disc tribometer*”, Proceedings of IJTC2006, STLE/ASME International Joint Tribology Conference, October 22-25, 2006
- [110] **Yang, L.J.**, “*Prediction of Steady-State Wear Coefficients in Adhesive Wear*”, Presented at the 59<sup>th</sup> STLE Annual Meeting, Canada, May 17-20, 2004
- [111] **Wang, D.**, “*A contact-wear model for the EHL analysis of engine journal bearings*”, Proceedings of WTC2005, World Tribology Congress III, September 12-16, 2005
- [112] **Nelias, D., Boucly, V., Brunet, M.**, “*Elastic-Plastic Contact Between Rough Surfaces: Proposal for a Wear Model*”, Proceedings of WTC2005, World Tribology Congress III, September 12-16, 2005
- [113] **Gallego, L., Nélias, D., Jacq, C.**, “*A comprehensive elastic-plastic model to predict wear and to define the optimum geometry of fretting surfaces*”, Proceedings of WTC2005, World Tribology Congress III, September 12-16, 2005
- [114] **Goryacheva, I.G.**, “*Modelling the wear process of inhomogeneous bodies*”, Proceedings of WTC2005, World Tribology Congress III, September 12-16, 2005
- [115] **Blau, P.J.**, “*A retrospective view of wear research and some emerging challenges*”, Proceedings of WTC2005, World Tribology Congress III, September 12-16, 2005
- [116] **Robbe-Valloire, F., Progri, R., Paffoni, B., Gras, R.**, “*Prediction of wear rate dispersion in mixed lubrication*”, Proceedings of WTC2005, World Tribology Congress III, September 12-16, 2005
- [117] **G.W. Rowe, H. Kaliszer, G. Trmal**, “*A. Cotter, Running-In of Plain Bearings*”, *Wear*, 1975, 34, pp. 1 – 14

- [118] **A.V. Sreenath, N. Raman**, “*Running-In Wear of a Compression Ignition Engine: Factors Influencing the Conformance Between Cylinder Line and Piston Rings*”, *Wear*, 1976 38, pp. 271 – 289
- [119] **K.J. Stout, T.G. King, D.J. Whitehouse**, “*Analytical Techniques in Surface Topography and their Application to a Running-In Experiment*”, *Wear*, 1977, 43, pp. 99 – 115
- [120] **S.K. Roy Chowdhury, H. Kaliszer, G.W. Rowe**, “*An Analysis of Changes in Surface Topography during Running-In of Plain Bearings*”, *Wear*, 1979, 57, pp. 331 – 343
- [121] **T.S. Sudarshan, S.B. Bhaduri**, “*Wear in Cylinder Linear*”, *Wear*, 1983, 91, pp. 269 – 277
- [122] **E. Felder, V. Samper**, “*Experimental Study and Theoretical Interpretation of Frictional Mechanism in Steel Sheet Forming*”, *Wear*, 1994, 178, pp. 85 – 94
- [123] **P. Pawlus**, “*A Study on the Functional Properties of Honed Cylinders Surface During Running-In*”, *Wear*, 1994, 176, pp. 247 – 254
- [124] **Johnson, K.L.**, “*Contact mechanics and the wear of metals*”, *Wear*, 1995, Vol. 190, pp. 162-170
- [125] **Venner, C.H. et Lubrecht, A.A.**, “*Multilevel methods in lubrication*”, Tribology Series, 37, Elsevier 2000
- [126] **Da Silva Botelho, T.**, « *Contribution à l'étude du comportement élastoplastique de surfaces métalliques rugueuses revêtues d'un métal de faible dureté* », thèse soutenue le 8 octobre 2004

## NOMENCLATURE

$\gamma$ .....	facteur directionnel de Peklenik
$Rt$ .....	différence d'altitude entre le point le plus élevé et le point le plus bas du profil
$Rp$ .....	le point le plus élevé du profil par rapport à la ligne moyenne
$Ra$ .....	moyenne arithmétique des ordonnées des points du profil par rapport à la ligne moyenne
$Rq$ .....	moyenne quadratique des ordonnées des points du profil par rapport à la ligne moyenne
$RSm$ .....	périodicité moyenne des aspérités
$R$ .....	moyenne des profondeurs de rugosité
$SR$ .....	écart type des profondeurs de rugosité
$AR$ .....	moyenne des pas de rugosité
$SAR$ .....	écart type des pas de rugosité
$W$ .....	moyenne des profondeurs d'ondulation
$SW$ .....	écart type des profondeurs d'ondulation
$AW$ .....	moyenne des pas d'ondulation
$SAW$ .....	écart type des pas d'ondulation
$Ssk$ .....	skewness
$Sku$ .....	kurtosis
$m_0, m_2, m_4$ .....	moments spectraux
$\Psi_{GW}$ .....	indice de plasticité de Greenwood et Williamson
$N$ .....	nombre d'aspérités en contact
$r$ .....	rayon d'aspérités en contact
$F_i$ .....	charge supportée par chaque contact
$H$ .....	dureté Brinell
$V_i$ .....	volume de débris semi sphérique
$I_u$ .....	intensité d'usure
$K$ .....	coefficient d'usure
$h$ .....	épaisseur de film nominale
$h_l$ .....	épaisseur de film locale
$\delta_1, \delta_2$ .....	amplitudes des rugosités aléatoires des deux surfaces
$\sigma_1, \sigma_2$ .....	écart type des rugosités aléatoires des deux surfaces
$\sigma$ .....	écart type combiné des rugosités des deux surfaces

$\delta$ .....	rugosité combinée des deux surfaces
$q_x, q_y$ .....	débits locaux
.....	débits unitaires moyens
$U_1, U_2$ .....	vitesse des deux surfaces
$\eta$ .....	viscosité du fluide
$\phi_x, \phi_y$ .....	facteurs d'écoulement en pression
$\phi_s$ .....	facteur d'écoulement en cisaillement
$\bar{p}$ .....	pression moyenne
$P_A, P_B$ .....	pressions imposées
$L_x, L_y$ .....	longueur et largeur du domaine d'étude
$\lambda_{0.5x}, \lambda_{0.5y}$ .....	longueurs de corrélations dans les directions $x$ et $y$
$\tau$ .....	contrainte de cisaillement
$\phi_f, \phi_{fs}, \phi_{fp}$ .....	facteurs correctifs de la contrainte de cisaillement
$\phi_{sx}, \phi_{sy}$ .....	facteurs croisés d'écoulement en cisaillement
$\phi_{fsx}, \phi_{fsy}, \phi_{fpx}, \phi_{fpy}, \phi_{fpxy}$ .....	facteurs correctifs croisés de la contrainte de cisaillement
$\Delta x, \Delta y$ .....	pas de discrétisation
$\delta(x,y)$ .....	fonction décrivant l'équation d'une surface
$\alpha$ .....	angle de rotation
$E_1, E_2$ .....	module d'élasticité des deux surfaces en contact
$\nu_1, \nu_2$ .....	coefficient de Poisson des deux surfaces en contact
$E_q, E'$ .....	module d'élasticité combiné des deux surfaces
$d$ .....	la séparation entre les deux surfaces
$\Phi$ .....	fonction de densité de probabilité des hauteurs des aspérités
$z$ .....	hauteur d'une aspérité
$\beta$ .....	rayon de courbure des sommets d'aspérités
$A_n$ .....	aire nominale de contact
$A_p$ .....	aire de contact plastique
$D_s$ .....	densité des aspérités
$l$ .....	distance moyenne entre deux aspérités
$\rho_m$ .....	rayon moyen des aspérités
$\rho_{rms}$ .....	écart type du rayon des aspérités
$\delta$ .....	indentation
$W$ .....	charge
$\delta_e, \delta_{ep}$ .....	limite élastique et élastoplastique
$R_{pe}$ .....	résistance élastique
$Q_e, Q_{ep}, Q_p$ .....	charges élastique, élastoplastique et plastique

$W_1, W_2, W_3$ .....	forces élastique, élastoplastique et plastique
$a$ .....	rayon de contact
$E_{12}$ .....	module d'élasticité équivalent pour les surfaces 1 et 2
$E_{1e}$ .....	module d'élasticité équivalent couche-substrat
$\bar{\delta}_{lim}$ .....	limite élastique de la couche
$R_{ee}$ .....	résistance élastique
$R_{e3}$ .....	résistance élastique de la couche
$C_{Re}$ .....	constante spécifique à l'état de la couche
$V$ .....	volume de matière perdu
$K$ .....	coefficient d'usure
$F^*$ .....	force supportée par les aspérités
$F$ .....	force supportée par les aspérités qui ne sont pas en contact
$F_{total}$ .....	force totale
$L$ .....	distance parcourue
$T$ .....	effort tangentiel
$f_{max}$ .....	coefficient de frottement maximal
$f_{min}$ .....	coefficient de frottement minimal
$f_{moy}$ .....	coefficient de frottement moyen
$p_c$ .....	pression de contact
$U$ .....	vitesse relative entre les deux surfaces
$\Delta h$ .....	modification locale de l'épaisseur de film
$\Delta t$ .....	pas de temps
$\Delta r$ .....	diminution locale de rugosité

## Liste des figures

### ***Introduction***

**Figure 1** : Vue de la bielle dans son environnement

**Figure 2** : Schéma de principe d'un palier hydrodynamique

**Figure 3** : Coussinet de bielle

**Figure 4** : Coussinet de bielle usé

### ***Chapitre 1***

**Figure 1.1** : Types des défauts

**Figure 1.2** : Profil brut

**Figure 1.3** : Surfométrie

**Figure 1.4** : Paramètres de rugosité

**Figure 1.5** : Paramètres motif

**Figure 1.6** : Paramètres d'ondulation

**Figure 1.7** : Epaisseur de film

**Figure 1.8** : Représentation de la portance en fonction d'une rugosité transverse

**Figure 1.9** : Surfaces rugueuses avec une direction principale

**Figure 1.10** : Modèle de frottement mixte

**Figure 1.11** : Zone lubrifiée avec des points de contact

**Figure 1.12** : Configuration d'un palier

**Figure 1.13** : Description d'un problème EHL mixte, a) deux corps en contact lubrifié, b) interactions au niveau des aspérités

**Figure 1.14** : Géométrie d'un palier

**Figure 1.15** : Représentation graphique de la distribution des hauteurs et des pics d'aspérités

**Figure 1.16** : Contact entre une sphère et un plan rugueux

**Figure 1.17** : Contact entre deux surfaces rugueuses. En supposant que toutes les aspérités ont la même forme, le contact apparaît au milieu de la distance entre leurs centres

**Figure 1.18** : Modèles de surfaces rugueuses avec des rugosités de rayon variable

**Figure 1.19** : Section de la surface

**Figure 1.20** : Déformation d'une aspérité

**Figure 1.21** : a) Déformation plastique d'une aspérité, b) Modèle de conservation du volume

**Figure 1.22** : Schéma du contact entre un plan rigide et une surface rugueuse

**Figure 1.23** : Exemple de géométrie pour le modèle d'Archard

**Figure 1.24** : Schéma du contact entre deux surfaces rugueuses

**Figure 1.25** : Transfert de matière

**Figure 1.26** : Evolution de l'usure

**Figure 1.27** : Modèle de microcontact pour l'usure par adhésion

**Figure 1.28** : Les étapes de l'usure par fatigue

**Figure 1.29** : Représentation du contact entre une surface rugueuse déformable et une surface rigide lisse

**Figure 1.30** : Le contact entre un plan rigide et une sphère déformable

**Figure 1.31** : : Méthode pour déterminer la valeur optimale de l'usure maximale

**Figure 1.32** : Schéma de contact d'un matériau élastique non homogène

**Figure 1.33** : Schéma des cinq types de contact

**Figure 1.34** : Dispositif d'essais

**Figure 1.35** : Banc d'essai

**Figure 1.36** : Banc d'essais pour les paliers

**Figure 1.37** : Illustration de la relation entre les paramètres de surface et la distribution des hauteurs

## **Chapitre 2**

**Figure 2.1** : Epaisseur du film pour les surfaces rugueuses

**Figure 2.2** : Volume de contrôle

**Figure 2.3** : Élément de contact

**Figure 2.4** : Orientations des rugosités : a) Structure transversale, b) Structure isotrope, c) Structure longitudinale

**Figure 2.5** : Les facteurs d'écoulement proposés par Patir et Cheng

**Figure 2.6** : Systèmes des coordonnées

**Figure 2.7** : Surface avec directions préférentielles

**Figure 2.8** : Les repères local et initial de la surface

**Figure 2.9** : Différences finies centrées

**Figure 2.10** : Niveaux des grilles de maillage

**Figure 2.11** : Cycle en V

**Figure 2.12** : a) Opérateur de restriction moyenne pondérée b) Opérateur d'interpolation linéaire

**Figure 2.13** : Zone de contact fermée

**Figure 2.14** : Surfaces générées numériquement, de forme simple

**Figure 2.15** : Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sinsimple"

**Figure 2.16** : Variation du facteur  $\phi_s$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sinsimple"

**Figure 2.17** : Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  en fonction du nombre de motifs pour la surface "sinsimple"

**Figure 2.18** : a) Variation du facteur  $\phi_x$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sincos" b) Variation de l'erreur du facteur  $\phi_x$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sincos"

**Figure 2.19** : Variation de l'erreur des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  en fonction du nombre de motifs pour la surface "sincos"

**Figure 2.20** : Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  en fonction du nombre de points / motifs pour la surface "sincos" avec un nombre non-entier d'ondulations

**Figure 2.21** : Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  avec un nombre non-entier d'ondulations pour la surface "sindouble"

**Figure 2.22** : Variation des facteurs  $\phi_x$  avec le rapport  $h/\sigma$  pour la surface "sinseuil"

**Figure 2.23** : Surface isotrope générée numériquement

**Figure 2.24** : Variation des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_s$  en fonction du nombre de points / motifs pour une surface isotrope générée numériquement

**Figure 2.25** : Variation de l'erreur avec la réduction de nombre de motifs pour une surface isotrope générée numériquement

**Figure 2.26** : Surface transversale générée numériquement

**Figure 2.27** : Variation de l'erreur avec la réduction de nombre de motifs pour une surface non-isotrope avec un paramètre d'aplatissement légèrement positif

**Figure 2.28** : Champ de pression obtenue à  $h/\sigma = 1.5$  pour le calcul du facteur  $\phi_x$  : a) surface avec 62 motifs de rugosité b) surface avec 20 motifs de rugosité

**Figure 2.29** : Surface longitudinale générée numériquement

**Figure 2.30** : Variation des facteurs d'écoulement avec  $h/\sigma$  pour différentes discrétisations

**Figure 2.31** : Calcul des directions préférentielles de la surface, pour différentes épaisseurs de film

**Figure 2.32** : Calcul des directions principales pour a) une surface transversale et b) une surface longitudinale

**Figure 2.33** : Calcul de la direction principale pour une surface non – transversale et non-longitudinale

**Figure 2.34** : Calcul de la direction principale et analyse spectrale pour une surface dite "isotrope"

**Figure 2.35** : Etude des facteurs d'écoulement pour une combinaison entre une surface longitudinale et une surface isotrope avec une amplitude supérieure des rugosités

**Figure 2.36** : Etude des facteurs d'écoulement pour une combinaison entre une surface longitudinale et une surface isotrope avec des amplitudes de rugosités de même ordre de grandeur

**Figure 2.37** : Etude des facteurs d'écoulement pour une combinaison entre une surface transversale et une surface isotrope avec des amplitudes de rugosités de même ordre de grandeur

**Figure 2.38** : Etude des facteurs d'écoulement pour une combinaison de deux surfaces rugueuses à directions principales différentes

**Figure 2.39** : Dispersion des facteurs  $\phi_x$  et  $\phi_y$  pour différentes combinaisons spatiales de deux surfaces rugueuses

**Figure 2.40** : Surfaces réelles, obtenues par surfométrie optique

**Figure 2.41** : Analyse du nombre de points de discrétisation pour la surface réelle no. 1

**Figure 2.42** : Analyse du nombre des motifs pour la surface réelle no. 2

**Figure 2.43** : Calcul des directions principales pour la surface réelle no. 1

**Figure 2.44** : Géométrie de contact, sans rugosités

**Figure 2.45** : Comparaison calcul déterministe (courbe noire) / calcul moyenné (courbe rouge) pour une surface numérique simple (représentée dans la figure 2.14 c))

**Figure 2.46** : Comparaison calcul déterministe (courbe noire) / calcul moyenné (courbe rouge) pour une surface numérique isotrope (représenté dans la figure 2.23)

**Figure 2.47** : Comparaison calcul déterministe (courbe noire) / calcul moyenné (courbe rouge) pour la surface réelle no. 1 (représenté dans la figure 2.39)

**Figure 2.48** : Comparaison calcul déterministe (courbe noire) / calcul moyenné (courbe rouge) pour la surface réelle no. 1 avec une direction imposée à 45°

### **Chapitre 3**

**Figure 3.1** : Construction de la surface somme

**Figure 3.2** : Schéma du contact entre une surface rugueuse et une surface lisse

**Figure 3.3** : Représentation de l'indentation d'une aspérité en contact

**Figure 3.4** : Evolution de la pression moyenne en fonction du rayon de contact

**Figure 3.5** : Description du contact

**Figure 3.6** : Massif revêtu indenté

**Figure 3.7** : Élément de maillage

**Figure 3.8** : Maillage de la surface rugueuse

**Figure 3.9** : Conditions aux limites

**Figure 3.10** : Résultats calcul déterministe élastique

**Figure 3.11** : Aspect de la surface rugueuse a) avant chargement, b) au 20<sup>ème</sup> pas de chargement, c) au 30<sup>ème</sup> pas de chargement

**Figure 3.12** : Déformée élastique de la surface

**Figure 3.13** : Résultats calcul déterministe élastoplastique

**Figure 3.14** : Aspect de la surface rugueuse a) avant chargement, b) au 20<sup>ème</sup> pas de chargement, c) au 30<sup>ème</sup> pas de chargement

**Figure 3.15** : Représentativité de l'échantillon utilisé pour le calcul déterministe

**Figure 3.16** : Sphère

**Figure 3.17** : Sphère en argent élastique, recouverte d'une couche en bismuth élastique, d'épaisseur : a) 2  $\mu\text{m}$ , b) 5  $\mu\text{m}$  et c) 10  $\mu\text{m}$

**Figure 3.18** : Sphère en argent élastique, recouverte d'une couche en bismuth élastoplastique, d'épaisseur : a) 2  $\mu\text{m}$ , b) 5  $\mu\text{m}$  et c) 10  $\mu\text{m}$

**Figure 3.19** : Sphère en argent élastoplastique, recouverte d'une couche en bismuth élastoplastique, d'épaisseur : a) 2  $\mu\text{m}$ , b) 5  $\mu\text{m}$  et c) 10  $\mu\text{m}$

**Figure 3.20** : : Sphère en cuivre élastique, recouverte d'une couche en argent élastoplastique, d'épaisseur : a) 2  $\mu\text{m}$ , b) 5  $\mu\text{m}$  et c) 10  $\mu\text{m}$

**Figure 3.21** : Composition de la surface numérique pour un calcul élastique et élastoplastique mono matériau (gauche) et pour un calcul élastoplastique bi matériau (droite)

**Figure 3.22** : Pression de contact en fonction de la dispersion des paramètres de surface : a) densité des aspérités, b) moyenne des pics, c) rayon des aspérités et d) écart type des pics

**Figure 3.23** : : Pression de contact en fonction des paramètres de la norme motif : a) profondeur du motif de rugosité et son écart type, b) profondeur du motif d'ondulation et son écart type, c) largeur du motif de rugosité et son écart type

**Figure 3.24** : Pression de contact en fonction des paramètres de la norme motif : a) profondeur du motif de rugosité et son écart type, b) profondeur du motif d'ondulation et son écart type, c) largeur du motif de rugosité et son écart type

**Figure 3.25** : Pression de contact élastique (surface numérique)

**Figure 3.26** : Pression de contact plastique (surface numérique)

**Figure 3.27** : Surface réelle, obtenue suite à une métrologie

**Figure 3.28**: Pression de contact élastique

**Figure 3.29** : Comparaison entre le modèle déterministe et le modèle statistique élastoplastique mono matériau

**Figure 3.30** : Comparaison entre le modèle déterministe multi-matériau et le modèle statistique élastoplastique bi-matériau

## **Chapitre 4**

**Figure 4.1** : Tribomètre pion-disque

**Figure 4.2** : Schéma du tribomètre pion-disque

**Figure 4.3** : Eprouvettes utilisées : un disque et deux pions ; a) pièces neuves, b) pièces usées

**Figure 4.4** : Distribution de l'effort normal

**Figure 4.5** : Exemple de frictiogramme

**Figure 4.6** : Représentation graphique du coefficient d'usure à partir des données expérimentales

**Figure 4.7** : a) Représentation graphique du volume de matière perdu en fonction du produit  $P_{\text{contact}}VT$   
b) Représentation graphique de l'épaisseur perdue en fonction du produit  $P_{\text{contact}}VT$

**Figure 4.8** : Schéma du modèle 1 : a) usure en fonction du produit  $PVT$  b) usure en fonction du temps

**Figure 4.9** : Processus d'usure

**Figure 4.10** : Modification de la ligne moyenne générée par le rodage

**Figure 4.11** : Schéma du modèle 2 : a) usure en fonction du produit  $PVT$  b) usure en fonction du temps

**Figure 4.12** : Schéma du modèle 3 : a) usure en fonction du produit  $PVT$  b) usure en fonction du temps

**Figure 4.13** : Réalisation d'un état de surface après modification de la courbe d'Abbott

**Figure 4.14** : Surfaces coussinet neuf, coussinet usé et arbre

**Figure 4.15** : Diagramme de charge d'un palier de tête de bielle fonctionnant à 2000 tr/min

**Figure 4.16** : Variation de la pression de contact avec l'épaisseur de film pour le nouveau (NC) et l'ancien (AC) modèle de contact

**Figure 4.17** : Variation des coefficients d'écoulement pour la combinaison coussinet après rodage/arbre

**Figure 4.18** : Variation de l'épaisseur minimale avec l'angle de vilebrequin

**Figure 4.19** : Variation de la pression maximale de contact avec l'angle de vilebrequin

**Figure 4.20** : Pression de contact à  $376^\circ$  d'angle de vilebrequin

**Figure 4.21** : Valeur moyenne du produit  $PV$  à la fin de calcul

**Figure 4.22** : a) Variation de la pression de contact avec l'épaisseur avant et après le rodage, b) Variation des coefficients d'écoulement avant et après le rodage

**Figure 4.23** : Champs d'usures obtenus avec les trois modèles d'usure

**Figure 4.24** : Représentation qualitative du produit  $PV$  à la fin du premier cycle pour les trois modèles

**Figure 4.25** : a) Variation de la pression maximale de contact avec les cycles de calcul b) Variation de l'usure moyenne du coussinet avec les cycles de calcul

**Figure 4.26** : Evolution de l'usure prédite avec le modèle 1 pour trois coefficients d'usure différents  
a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale

**Figure 4.27 :** Evolution de l'usure prédite avec le modèle 2 pour trois coefficients d'usure différents  
a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale

**Figure 4.28 :** Usure prédite par le modèle 2 après deux cycles de calcul pour deux valeurs du coefficient d'usure

**Figure 4.29 :** Rugosité du coussinet après a) 10 cycles b) 20 cycles c) 30 cycles, d) 40 cycles, e) 80 cycles : f) Variation de la rugosité du coussinet avec le nombre de cycles de calcul

**Figure 4.30 :** Evolution de l'usure prédite avec le modèle 3 pour trois valeurs différentes de l'usure maximale par cycle a) variation de l'usure moyenne b) usure maximale

## Liste des tableaux

### **Chapitre 1**

**Tableau 1.1** : Normes

### **Chapitre 2**

**Tableau 2.1** : Etude sur le nombre minimum de points par motifs de rugosité à inclure dans la surface d'étude

**Tableau 2.2** : Etude sur le nombre minimum de motifs de rugosité à inclure dans la surface d'étude

### **Chapitre 3**

**Tableau 3.1** : Caractéristiques des matériaux des surfaces en contact

**Tableau 3.2** : Paramètres des surfaces théorique et réelle

**Tableau 3.3** : Caractéristiques des surfaces en contact

### **Chapitre 4**

**Tableau 4.1** : Conditions générales d'essai

**Tableau 4.2** : Valeurs du coefficient d'usure

**Tableau 4.3** : Paramètres de surface pour le coussinet neuf, le coussinet usé et l'arbre

**Tableau 4.4** : Géométrie et conditions de fonctionnement d'un palier de tête de bielle de moteur diesel

**Tableau 4.5** : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur diesel

**Tableau 4.6** : Résultats pour un palier de tête de bielle de moteur diesel, en utilisant trois modèles différents d'usure

# Annexe A

## Paramètres d'amplitude

Paramètres de Profil total	Paramètres de rugosité	Paramètres d'ondulation	Signification	Définition
<b>SAILLIES et CREUX</b>				
Pp	Rp	Wp	Hauteur maxi de saillie du profil	$Max(Zp_i)$
Pv	Rv	Wv	Profondeur maxi de creux du profil	$Max(Zv_i)$
Pz	Rz	Wz	Hauteur maxi du profil (sur une longueur de base)	$Rz = Rp + Rv$
Pc	Rc	Wc	Hauteur moyenne des éléments du profil	$\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m Zt_i$
Pt	Rt	Wt	Hauteur maxi du profil (sur la longueur d'évaluation)	$Rt \geq Rz$
<b>MOYENNE DES ORDONNEES</b>				
Pa	Ra	Wa	Moyenne arithmétique des ordonnées des points du profil par rapport à la d.m.c (sur une longueur de base)	$\frac{1}{l} \int_0^l  Z(x)  dx$
Pq	Rq	Wq	Moyenne quadratique du profil évalué (sur une longueur de base)	$\sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l Z^2(x) dx}$
Psk	Rsk	Wsk	Facteur d'asymétrie du profil (Skewness) défini sur la c.d.a (sur une longueur de base)	$Rsk = \frac{1}{Rq^3} \left[ \frac{1}{l} \int_0^l Z^3(x) dx \right]$

Pku	Rku	Wku	Facteur d'aplatissement du profil (Kurtosis) défini sur la c.d.a (sur une longueur de base)	$Rku = \frac{1}{Rq^4} \left[ \frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} Z^4(x) dx \right]$
-----	-----	-----	---	--

MOTIFS

	R	W	Profondeur moyenne des motifs	$\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m Z_i$
	Rx	Wx	Profondeur maximale d'une irrégularité de profil (sur la longueur d'évaluation)	
		Wte	Profondeur totale d'ondulation	
	Rk		Profondeur du profil écrêté	
	SR	SW	Moyenne quadratique des profondeurs	
	Rpk		Hauteur moyenne des pics éliminés (pour un profil écrêté)	
	Rvk		Hauteur moyenne des creux éliminés (pour un profil écrêté)	

**Paramètres d'espacement**

Paramètres de Profil total	Paramètres de rugosité	Paramètres d'ondulation	Signification	Définition
Psm	Rsm	Wsm	Moyenne des largeurs des éléments du profil (sur une longueur de base)	

MOTIFS

	AR	AW	Moyenne arithmétique des longueurs des motifs (sur la longueur d'évaluation)	$AR = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n AR_i$
SAR			Moyenne quadratique des pas moyens des motifs	

### Paramètres hybrides

Paramètres de Profil total	Paramètres de rugosité	Paramètres d'ondulation	Signification	Définition
PΔq	RΔq	WΔq	Valeurs quadratiques des pentes locales dZ/dX (sur une longueur d'onde)	

### Paramètres associés aux courbes

Paramètres de Profil total	Paramètres de rugosité	Paramètres d'ondulation	Signification	Définition
Pmr(c)	Rmr(c)	Wmr(c)	<b>Taux de longueur portante</b> Rapport de la longueur portante du profil à un niveau donné $c$ , $M_i(c)$ à la longueur d'évaluation $le$	
Pδc	Rδc	Wδc	<b>Différence de hauteur de coupe du profil</b> Distance entre 2 niveaux de coupe correspondant à des taux de longueur donnés	
Pmr	Rmr	Wmr	<b>Taux de longueur portante relatif</b>	

			Taux de longueur portante déterminé pour un niveau de coupe, à une hauteur $R\delta c$ par rapport à une référence $c_0$	
--	--	--	--	--

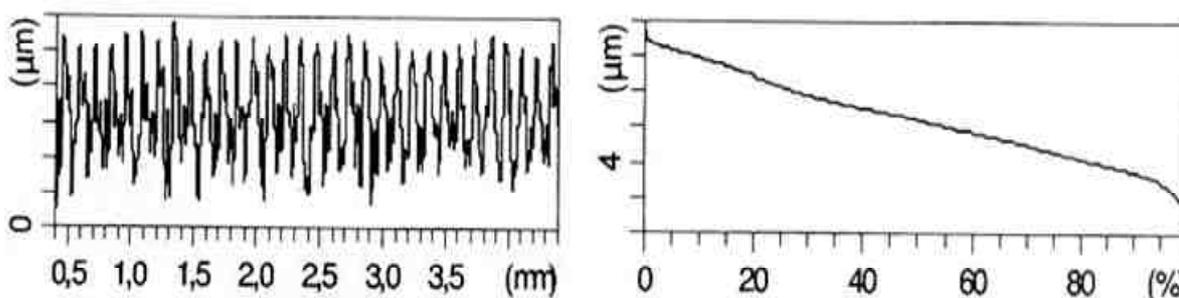
## Annexe B

### *Caractérisations complémentaires*

Les techniques de caractérisation complémentaires qui semblent à ce jour être les plus utilisées sont : la courbe de portance et la surfométrie. Il existe d'autres techniques de caractérisation, plus marginales, qui vont être simplement mentionnées, comme par exemple : la statistique, la décomposition spectrale et les fractales.

#### **Courbe de portance ou courbe d'Abbott-Firestone**

C'est une courbe déduite du profil qui représente la variation du taux de longueur portante en fonction de l'augmentation en profondeur du profil.



*Figure B1 : Profil de surface et courbe d'Abbott*

De manière évidente, elle démarre de 0 au point le plus haut pour aboutir à 100% au creux le plus bas du profil. Cette courbe permet de prévoir le comportement à l'usure d'une surface. On y distingue 3 zones :

- Zone de rodage, qui correspond aux pics les plus saillants qui vont être usés rapidement durant les premières heures de fonctionnement
- Zone de fonctionnement qui définit la quantité de matière disponible à l'usure
- Zone de lubrification qui indique les creux disponibles pour retenir le lubrifiant nécessaire au bon fonctionnement

Cette méthodologie est une des seules à proposer des calculs séparant les parties hautes du profil (sommets) des parties basses (creux).

Par ailleurs cette description ne peut être suffisante car l'analyse se fait uniquement dans la direction verticale.

### Analyse tridimensionnelle

Dans toutes les méthodes présentées ci-dessous on se contentait d'un profil de surface le long d'une génératrice. En complétant ce mouvement par un mouvement dans la direction perpendiculaire, il est possible d'obtenir, par juxtaposition, la cartographie de la surface.

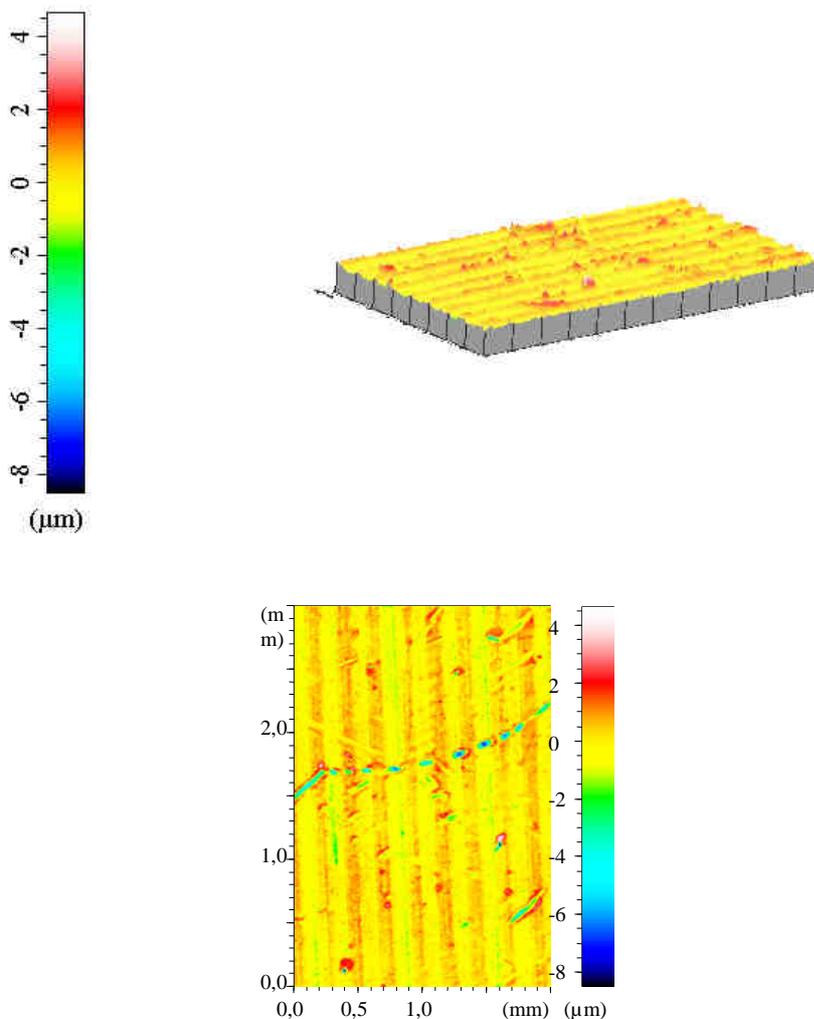


Figure B2 : Surfométrie d'une surface rugueuse

A l'heure actuelle, l'analyse tridimensionnelle n'a pas encore une méthodologie normalisée ce qui limite son développement. Il est également indispensable de rappeler que la durée d'une mesure, pour les mesures sans contact, (plusieurs heures) la limite. Les mesures sans contact et notamment par balayage vertical présentent un avantage significatif pour ce type de mesure.

**Traitement statistique des ordonnées : utilisation des moments centrés**

Ce traitement utilise les moments centrés de la distribution des ordonnées du profil. Il constitue une application des traitements statistiques utilisés sur des variables discréditées.

La variable centrée est la hauteur  $z(x)$  du profil par rapport à la ligne moyenne. Cette variable présente la caractéristique d'être centrée car sa valeur moyenne est nulle du fait de sa définition.

La fonction de densité des ordonnées du profil présente une forme en cloche qui peut être quantifiée au moyen de différents paramètres que l'on dénomme moments centrés. Le moment centré d'ordre  $q$  de la distribution :  $M_q$ , est défini comme suit :

$$M_q = \int z^m p(x) dx \tag{B1}$$

Les différents moments centrés utilisés sont :

- Moment d'ordre 2 : le moment d'ordre 2 est la variance de la population, mais on utilise plutôt l'écart-type de la population  $\sigma = \sqrt{M_2}$  qui est dénommé également  $R_q$  (moyenne quadratique) ou RMS (Root Mean Square).
- Moment d'ordre 3 : le moment d'ordre 3 est l'obliquité (ou Skewness) du profil, mais dans le domaine des états des surfaces, on utilise plutôt l'obliquité relative  $Rsk = \frac{M_3}{\sigma^3}$ . Ce paramètre traduit la symétrie du profil d'une part et de l'autre de la ligne moyenne. On distingue 3 cas :

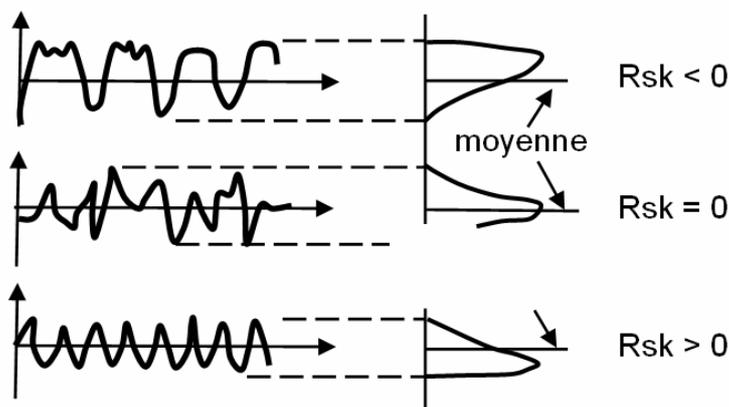


Figure B3 : Skewness

- $Rsk=0$  le profil est symétrique
- $Rsk>0$  le profil comporte plus des pics que des creux
- $Rsk<0$  le profil comporte plus des creux que des pics

- Moment d'ordre 4 : le moment d'ordre 4 représente l'étalement de la distribution (ou Kurtosis). Dans le domaine des états des surfaces, on utilise plutôt l'étalement normalisé :

$$Ek = \frac{M_4}{\sigma^4} . \text{ On distingue 3 situations :}$$

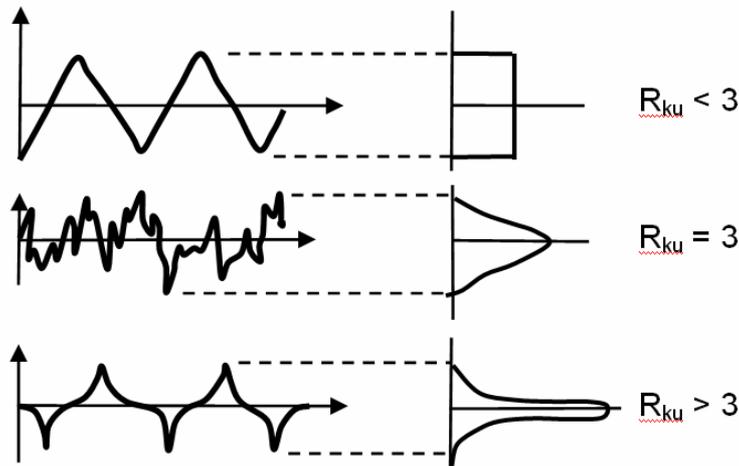


Figure B4 : Kurtosis

- $Ek=3$  la distribution est gaussienne
- $Ek>3$  la distribution est élargie
- $Ek<3$  la distribution est resserrée

Cette approche n'est pas suffisante pour établir une caractérisation de la rugosité. Elle ne concerne que la distribution des ordonnées sans tenir compte de leurs positions. Il est donc nécessaire de la compléter par une description de la géométrie de aspérités en s'intéressant à leurs longueurs.

#### Traitement suivant les abscisses

Les analyses décrites précédemment privilégient plutôt les ordonnées que les abscisses. Les traitements qui suivent s'intéressent au contraire, à l'espacement des aspérités. Ce type d'analyse est généralement faite en utilisant l'une des 3 fonctions suivantes : l'auto corrélation, la fonction de structure ou la densité spectrale de puissance. Ces 3 fonctions sont différentes dans leur forme, mais elles contiennent la même quantité d'informations.

- Auto corrélation : L'autocovariance  $R(t)$  consiste à quantifier le degré de corrélation existant entre les points du profil espacés d'une distance  $t$ .

$$R(t) = \frac{1}{L-t} \int_0^{L-t} z(x)z(x+t)dx \quad (B2)$$

L'autocorrélation  $r(t)$  se déduit de l'autocovariance par la relation :

$$r(t) = \frac{R(t)}{Rq^2} \quad (\text{B3})$$

- La fonction de structure S(t) : est définie par la formule :

$$S(t) = \frac{1}{L-t} \int_0^{L-t} (z(x) - z(x+t))^2 dx \quad (\text{B4})$$

La fonction de structure S(t) est liée à l'autocorrélation r(t) par la relation :

$$S(t) = 2[Rq^2 - R(t)] = 2Rq^2 [1 - r(t)] \quad (\text{B5})$$

- La densité spectrale de puissance : permet d'apprécier les périodicités du profil grâce à une décomposition du profil z(x) en séries de sinusoides (transformation de Fourier). Z(k) est la transformée de Fourier du profil z(x).

$$Z[k] = \int_{-\infty}^{+\infty} z(x) \exp(ikx) dx \quad (\text{B6})$$

On obtient alors la densité spectrale de puissance D(k) par :

$$D(x) = \frac{1}{2\pi} |Z[k]|^2 \quad (\text{B7})$$

### **Analyse fractale**

Le principe de l'analyse fractale repose sur le fait qu'à partir d'un certain niveau de détail on peut identifier parfaitement le profil de surface d'une pièce. Des mesures relativement récentes sur états de surface réels ont prouvé que les surfaces techniques ont une dimension fractale et que cette dimension pouvait être représentative de certaines propriétés des surfaces.

# Annexe C

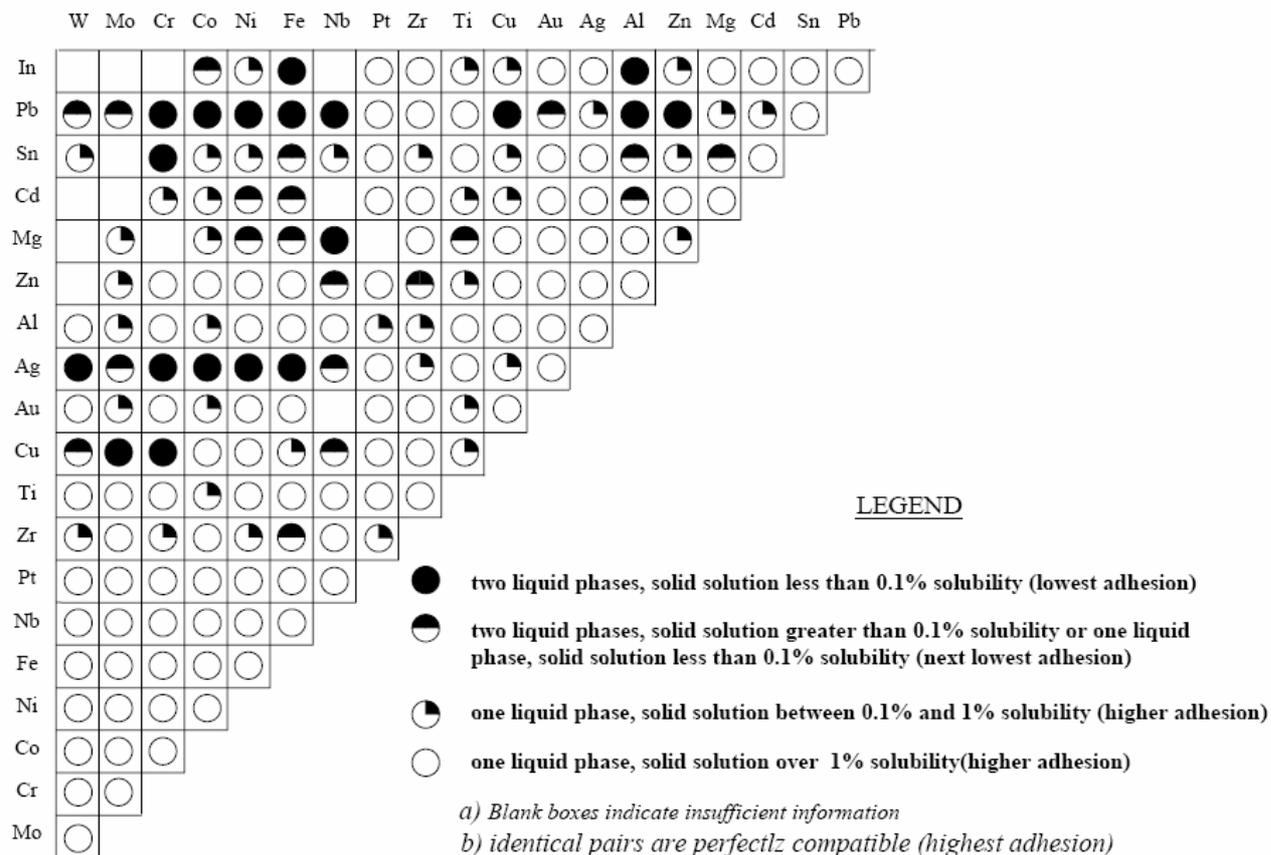


Figure C1 : Table de Rabinowicz

## Annexe D

### *Calcul des facteurs de frottement*

La contrainte de cisaillement, proposée par P&C, en tenant compte des rugosités de la surface, a la forme suivante :

$$\bar{\tau} = \frac{\mu(U_1 - U_2)}{h} (\phi_f \pm \phi_{fs}) \pm \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{\delta \bar{p}}{\delta x} \quad (D1)$$

On peut remarquer dans cette équation la présence des 3 facteurs de frottement proposés par Patir et Cheng :  $\phi_f$ ,  $\phi_{fs}$  et  $\phi_{fp}$ . Les signes « + » et « - » définissent les surfaces. Quand le signe est positif, il s'agit de la surface pour laquelle l'hauteur locale est maximale (la surface qui se trouve en haut) et quand le signe est négatif, il s'agit de la surface pour laquelle l'épaisseur locale du film est à zéro (la surface qui se trouve en bas).

$\phi_{fp}$  est le facteur de correction pour la pression moyenne d'écoulement. On peut donc affirmer que le facteur de frottement  $\phi_{fp}$  est un rapport des débits.  $\phi_{fs}$  est l'effet de la combinaison entre les rugosités et le glissement. Et finalement  $\phi_f$ , représente le coefficient qui provient de la composante de la vitesse de glissement. Il peut être obtenu par l'intégration de la densité de fréquence des hauteurs des rugosités. Pour le calculer, les auteurs, Patir et Cheng, proposent la formule suivante :

$$\phi_f = h E \left( \frac{1}{h_T} \right) \quad (D2)$$

L'intégration du rapport  $\frac{1}{h_T}$  s'avère à être difficile. Quand l'épaisseur locale  $h_T$  tend vers zéro,

l'intégrale tend vers infini. Pour éviter ces soucis numériques, les auteurs utilisent un  $\varepsilon$  très petit de telle façon que le rapport n'est jamais égal à zéro :

$$\phi_f = h E \left( \frac{1}{h_T} \right) = h \int_{-h+\varepsilon}^{\infty} \frac{f(\delta)}{h+\delta} d\delta \quad (D3)$$

Pour la densité de fréquence des hauteurs des rugosités, les auteurs utilisent des formules empiriques un peu compliquées :

$$f(\delta) = \begin{cases} \frac{35}{96\sigma} \left[ 1 - \left( \frac{\delta}{3\sigma} \right)^2 \right]^3 & ; \quad |\delta| \leq 3\sigma \\ 0 & ; \quad |\delta| > 3\sigma \end{cases} \quad (D4)$$

Pour donner une explication aux formules trouvées et utilisées par Patir et Cheng, on a refait les calculs, en partant de l'équation de la contrainte de cisaillement :

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (D5)$$

On reprend l'expression de la vitesse :

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\delta p}{\delta x} \left[ y^2 - y(H_1 + H_2) + H_1 H_2 \right] + \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2} (y - H_1) + U_2 \quad (D6)$$

et on intègre sa dérivée dans l'équation de la contrainte de cisaillement. Après ces calculs simples, on obtient :

$$\text{pour } y = H_1, \quad \tau_{x/H_1} = -\frac{1}{2} \frac{\delta p}{\delta x} (H_2 - H_1) + \mu \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2}$$

$$\text{pour } y = H_2, \quad \tau_{x/H_2} = \frac{1}{2} \frac{\delta p}{\delta x} (H_2 - H_1) + \mu \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2}$$

et donc :

$$\bar{\tau}_x = \mu \frac{U_1 - U_2}{H_1 - H_2} \phi_{fs} \pm \frac{1}{2} \frac{\delta \bar{p}}{\delta x} (H_2 - H_1) \phi_{fp} \quad (D7)$$

On peut remarquer que dans cette dernière on retrouve que 2 facteurs de frottement.

Le facteur  $\phi_{fp}$  peut être obtenu de la même manière que le  $\phi_x$ , en respectant les mêmes conditions limite :

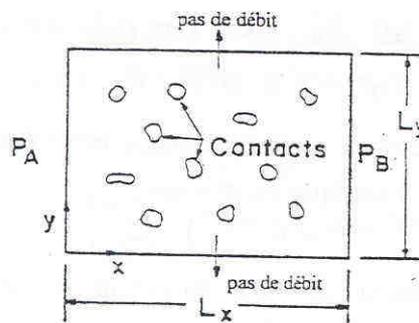


Figure D1 : Conditions limite pour le facteur d'écoulement  $\phi_x$

Annexes

On peut donc affirmer que le facteur  $\phi_{fp}$  représente un rapport des débits :

$$\phi_{fp} = \frac{\frac{1}{L_x L_y} \iint \frac{1}{2} \frac{\delta p}{\delta x} (H_2 - H_1) dx dy}{\frac{1}{2} \frac{\delta \bar{p}}{\delta x} h} \quad (D8)$$

Le facteur de frottement  $\phi_{fs}$  se calcule en respectant les mêmes conditions limite que pour le facteur

$\phi_s$  :

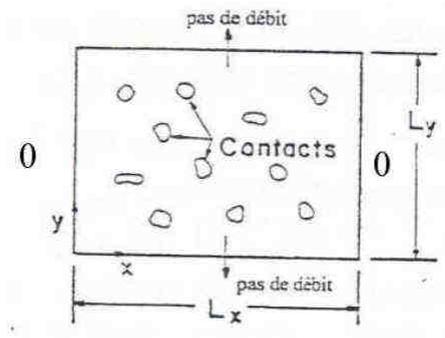


Figure D2 : Conditions limite pour le facteur d'écoulement  $\phi_s$

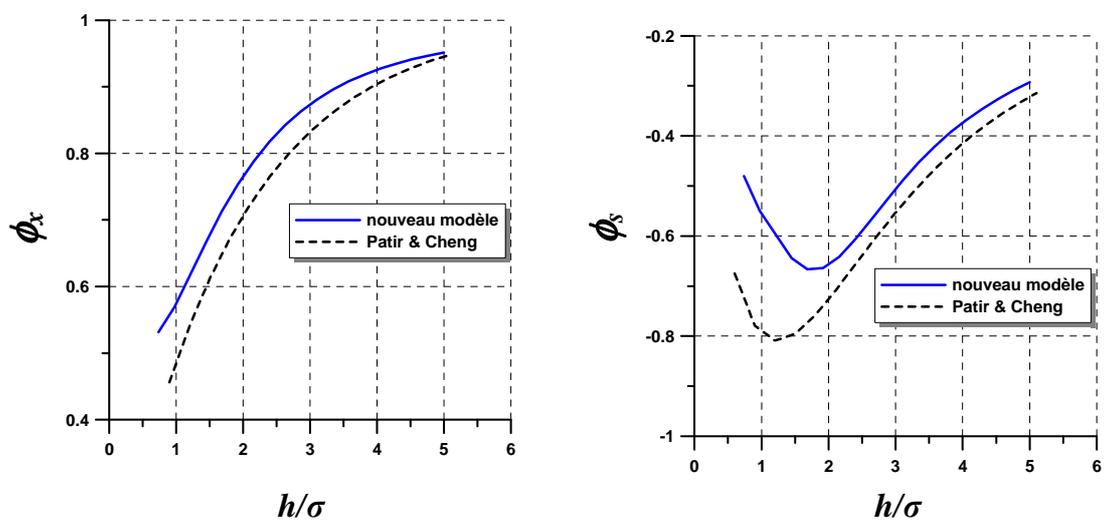
Le facteur  $\phi_{fs}$  a donc la forme suivante :

$$\phi_{fs} = \frac{\frac{1}{L_x L_y} \iint \left( \frac{1}{2} \frac{\delta p}{\delta x} (H_2 - H_1) - \mu \frac{2U_1}{H_2 - H_1} \right) dx dy}{-\mu \frac{2U_1}{h}} \quad (D9)$$

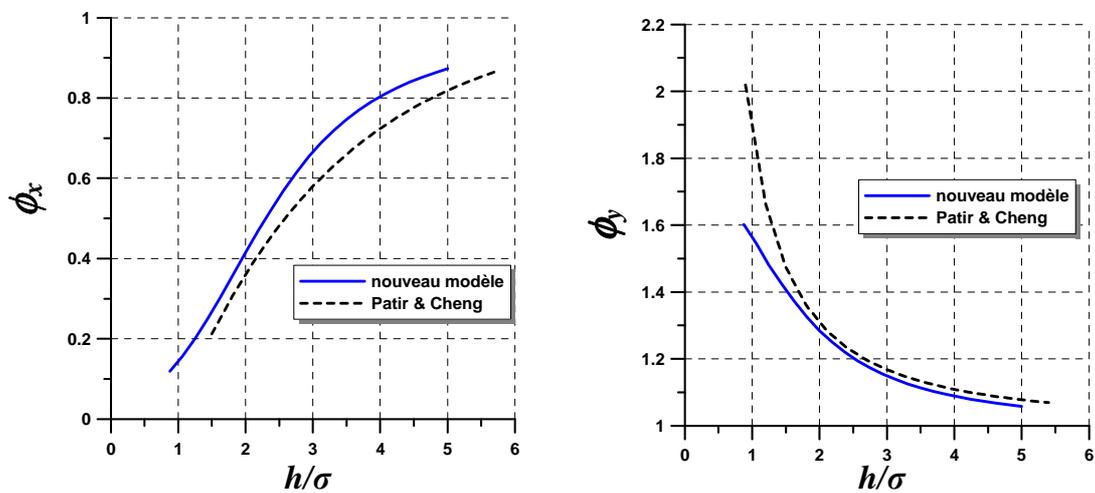
## Annexe E

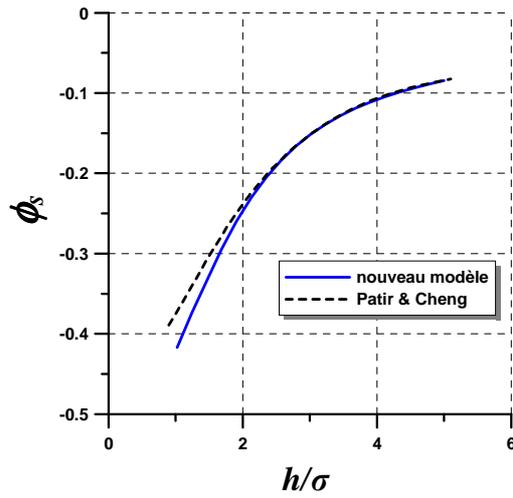
### *Comparaison entre les facteurs d'écoulement calculés en utilisant le nouveau modèle et ceux données par Patir & Cheng*

E.1. Surface isotrope générée numériquement (les paramètres de la surface sont donnés dans la figure 2.23)

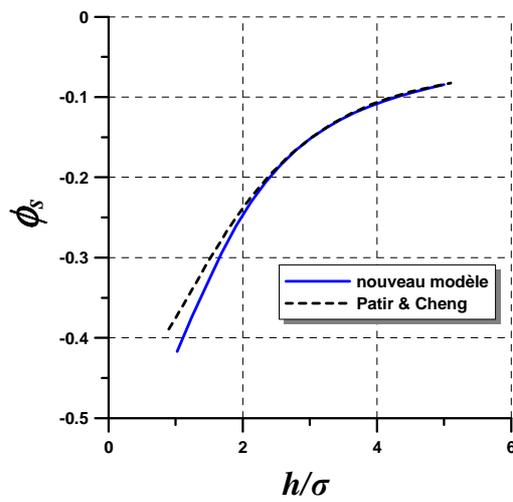
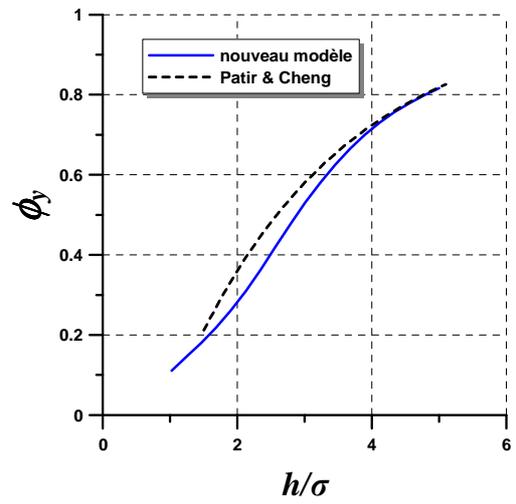
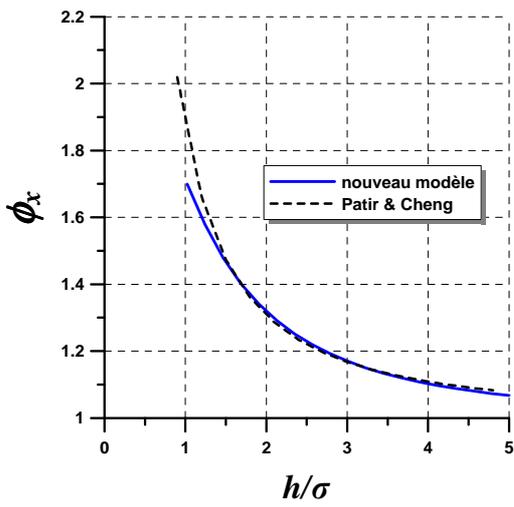


E.2. Surface transversale générée numériquement (les paramètres de la surface sont donnés dans la figure 2.26)

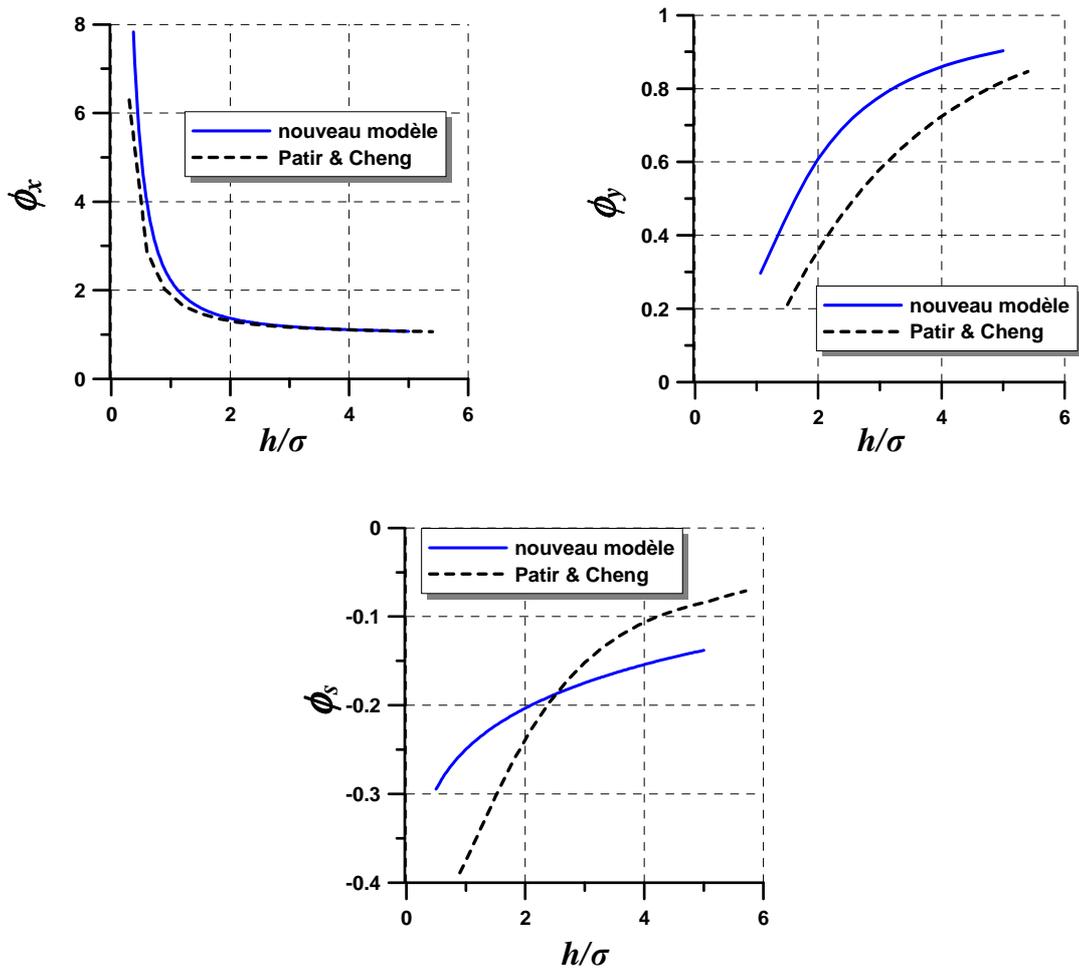




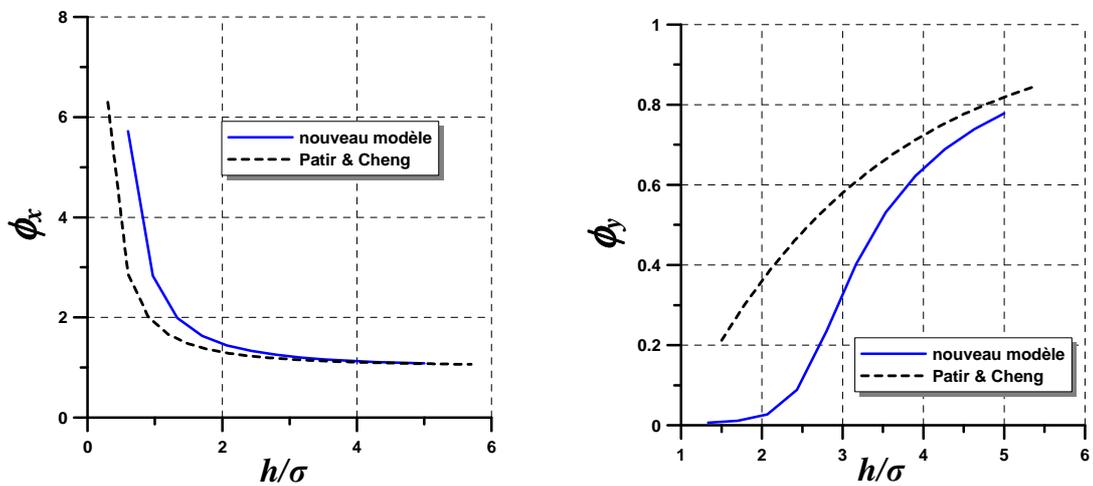
E.3. Surface longitudinale générée numériquement (les paramètres de la surface sont donnés dans la figure 2.29)

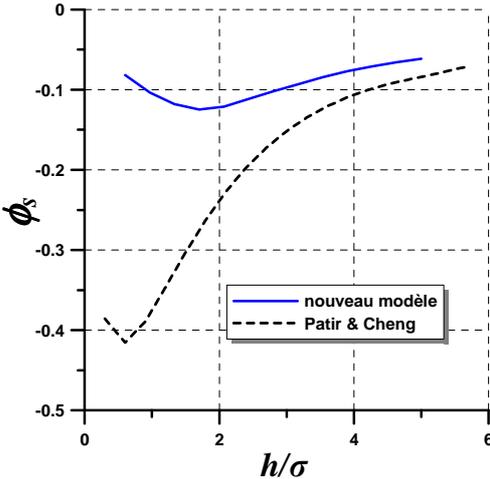


**E.4. Surface réelle no. 1 (les paramètres de la surface sont donnés dans la figure 2.40)**



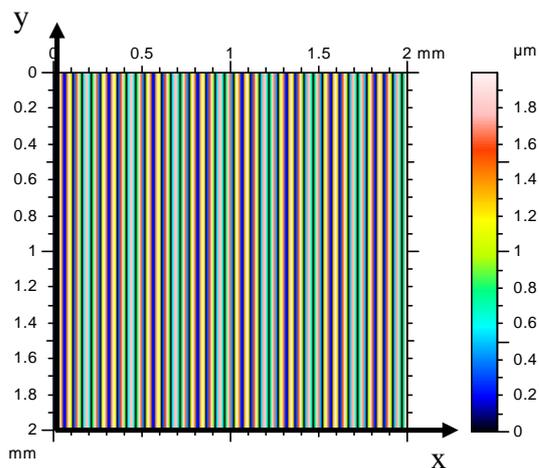
**E.5. Surface réelle no. 2 (les paramètres de la surface sont donnés dans la figure 2.40)**





## Annexe F

### Paramètres des surfaces générées numériquement, de forme simple (figure 2.14)



#### Paramètres calculés sur la surface

$\sigma$	0.707 $\mu\text{m}$
$Ssk$	0
$Sku$	1.5

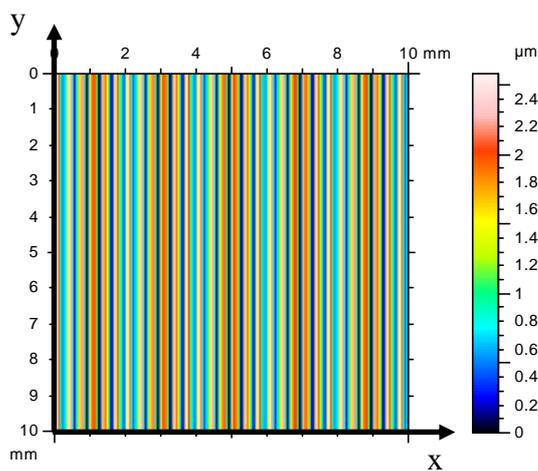
#### Paramètres calculés sur le profil x

$R_x$	2.0 $\mu\text{m}$
$AR_x$	0.05 mm
$W_x$	-
$AW_x$	-

#### Paramètres calculés sur le profil y

$R_y$	.-
$AR_y$	-
$W_y$	-
$AW_y$	-

Surface "sinsimple"



#### Paramètres calculés sur la surface

$\sigma$	0.745 $\mu\text{m}$
$Ssk$	-0.001
$Sku$	1.77

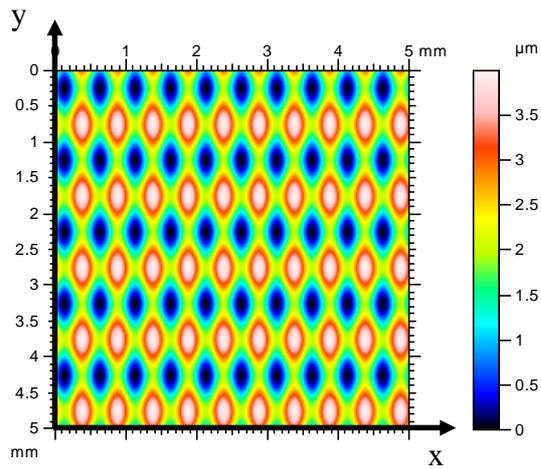
#### Paramètres calculés sur le profil x

$R_x$	2.52 $\mu\text{m}$
$AR_x$	0.322 mm
$W_x$	-
$AW_x$	-

#### Paramètres calculés sur le profil y

$R_y$	-
$AR_y$	-
$W_y$	-
$AW_y$	-

Surface "sincos"



**Paramètres calculés sur la surface**

$\sigma$	1.0 $\mu\text{m}$
$Ssk$	0
$Sku$	2.25

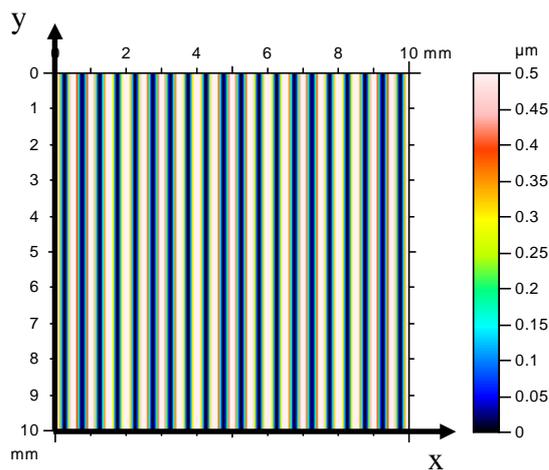
**Paramètres calculés sur le profil x**

$R_x$	2.0 $\mu\text{m}$
$AR_x$	0.5 mm
$W_x$	-
$AW_x$	-

**Paramètres calculés sur le profil y**

$R_y$	2.0 $\mu\text{m}$
$AR_y$	1 mm
$W_y$	-
$AW_y$	-

Surface "sindouble"



**Paramètres calculés sur la surface**

$\sigma$	0.197 $\mu\text{m}$
$Ssk$	-0.139
$Sku$	1.36

**Paramètres calculés sur le profil x**

$R_x$	0.5 $\mu\text{m}$
$AR_x$	0.5 mm
$W_x$	-
$AW_x$	-

**Paramètres calculés sur le profil y**

$R_y$	.-
$AR_y$	-
$W_y$	-
$AW_y$	-

Surface "sinseuil"

## Annexe G

Les deux blocs ont un comportement élastique. Le bloc « supérieur » est le bloc lisse. Le bloc inférieur est le bloc multicouche rugueux. La solution est obtenue par un algorithme de contact élastique à chargement incrémental décrit en annexe H. Le nombre de pas de chargement est fixé à 40. Le premier pas intervient lorsque l'aspérité la plus haute entre en contact. Le pas 40 correspond à une descente du corps en vis à vis égale à la distance avant chargement entre le sommet de l'aspérité la plus haute et la surface moyenne de la surface rugueuse.

Afin tenir compte de l'écrasement élastique moyen des blocs sous l'effet de la charge moyenne, les paramètres calculés à chaque niveau de chargement sont exprimés en fonction de la différence entre la distance initiale entre les plans moyens des sommets des aspérités des deux surfaces diminuée d'une part du nombre de pas de descente et d'autre part de l'écrasement moyen de chacun des blocs. Ces deux écrasements moyens sont calculés à chaque étape comme étant la moyenne des déplacements en  $z$  de tous les nœuds de la surface potentielle de contact. Ce calcul représente correctement le déplacement moyen si la proportion de surface en contact reste faible. Un meilleur résultat serait obtenu par un calcul par éléments finis en appliquant une charge uniformément répartie de même résultante que la charge obtenue au pas concerné.

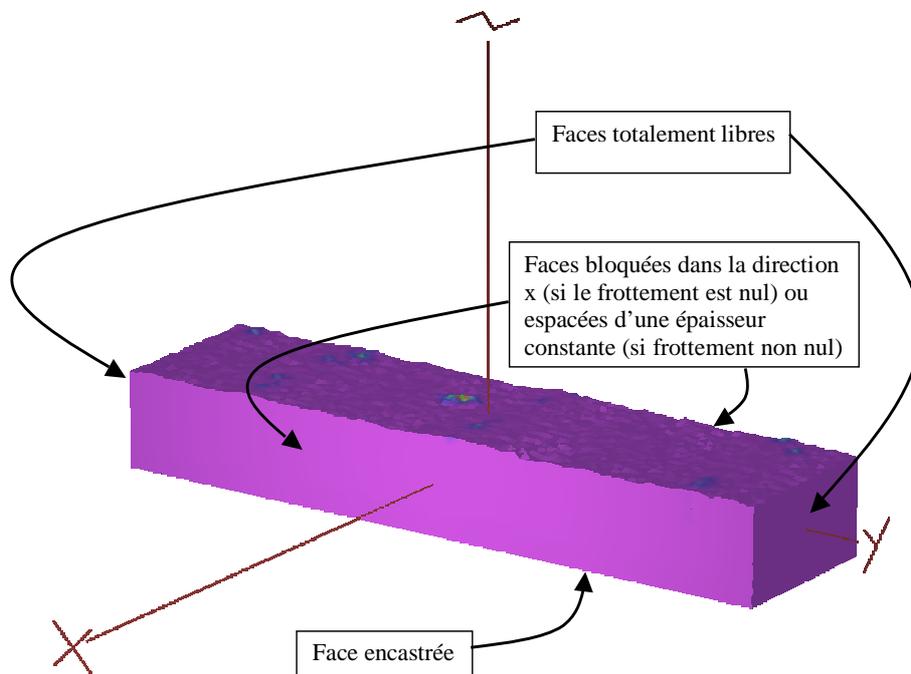


Figure G1 : Conditions aux limites des blocs en contact

## Annexe H

### *Algorithme du contact élastique*

Définir un état initial pour la zone de contact

Pour chaque pas de chargement incrémental

    Descendre du bloc supérieur d'un pas

    Imposer comme condition aux limites à la frontière de contact le déplacement correspondant à la pénétration

    Faire tant que non stabilité des zones de contact

        Calculer la déformée du bloc inférieur correspondant au déplacement imposé en frontière de contact et éventuellement à la force tangentielle en cas de frottement

        Calculer les efforts normaux de contact côté bloc inférieur

        Imposer comme condition aux limites à la frontière de contact pour le bloc supérieur un déplacement compatible avec celui du bloc inférieur

        Calculer la déformée du bloc supérieur correspondant au déplacement imposé en frontière de contact et éventuellement à la force tangentielle en cas de frottement

        Calculer les efforts normaux de contact côté bloc supérieur

        Prendre la moyenne des efforts normaux obtenus de part et d'autre

        Calculer la déformée du bloc inférieur sous l'effet des efforts normaux moyens et éventuellement en cas de frottement sous l'effet de la force tangentielle qui en résulte

        Si nœud en contact alors

            Si pression de contact négative

                Changer le statut du nœud

            Fin si

        Sinon

        Si interpénétration des surfaces alors

            Changer le statut du nœud

            Imposer comme condition aux limites à la frontière de contact le déplacement correspondant à la pénétration

        Fin si

Fin si

Fin faire

Sortie des champs de déformées, pression, ...

Pas suivant

### ***Algorithme du contact élastoplastique***

Définir un état initial pour la zone de contact

Définir un état initial pour les points de calcul (état élastique)

Pour chaque pas de chargement incrémental

Descendre du bloc supérieur d'un pas

Imposer comme condition aux limites à la frontière de contact le déplacement correspondant à la pénétration

Déterminer l'incrément de contrainte en supposant que l'incrément de déplacement est réalisé dans le domaine élastique (prédiction)

Faire tant que non stabilité des zones de contact

Faire tant que non stabilité de l'état élastoplastique

Calculer la déformée du bloc inférieur correspondant au déplacement imposé en frontière de contact et éventuellement à la force tangentielle en cas de frottement

Pour tout point de calcul

Si la contrainte dépasse la limite élastique correspondant à la déformation en ce point

Le point passe à l'état plastique et l'incrément de contrainte est réduit pour que la contrainte soit égale à la contrainte seuil par un calcul non linéaire résolu par Newton (correction)

Fin si

Point suivant

Fin faire

Calculer les efforts normaux de contact côté bloc inférieur

Imposer comme condition aux limites à la frontière de contact pour le bloc supérieur un déplacement compatible avec celui du bloc inférieur

Calculer la déformée du bloc supérieur correspondant au déplacement imposé en frontière de contact et éventuellement à la force tangentielle en cas de frottement

Calculer les efforts normaux de contact côté bloc supérieur

Prendre la moyenne des efforts normaux obtenus de part et d'autre

Calculer la déformée du bloc inférieur sous l'effet des efforts normaux moyens et éventuellement en cas de frottement sous l'effet de la force tangentielle qui en résulte

Si nœud en contact alors

    Si pression de contact négative

        Changer le statut du nœud

    Fin si

Sinon

    Si interpénétration des surfaces alors

        Changer le statut du nœud

        Imposer comme condition aux limites à la frontière de contact le déplacement correspondant à la pénétration

    Fin si

Fin si

Fin faire

Sortie des champs de déformées, pression, ...

Actualiser le maillage du bloc inférieur par ajout des déformées

Actualiser les contraintes par ajout des incréments de contrainte

Pas suivant

### ***Détails sur la méthode de résolution***

La résolution de l'algorithme de contact et en particulier dans le cas élastoplastique nécessite la résolution de nombreux systèmes linéaires de grande taille (de l'ordre de 200000 ddl pour chacun des deux corps).

Dans le cas élastique, seules les conditions aux limites changent d'une itération à l'autre. Pour ne pas avoir à triangulariser une nouvelle matrice à chaque itération, la méthode retenue pour la résolution est

la méthode itérative du gradient conjugué et les conditions aux limites sont imposées au fur et à mesure des itérations de cette méthode.

Afin d'accélérer la convergence de la méthode du gradient conjugué des préconditionneurs propres à chaque corps sont calculés par une décomposition de Choleski incomplète de la matrice de rigidité élastique du corps correspondant, inférieur et supérieur. Le préconditionnement des différents systèmes à résoudre permet de réduire à moins de 150 le nombre d'itérations de l'algorithme du gradient conjugué pour aboutir à une solution avec une erreur inférieure à  $10^{-10}$ . Ces préconditionneurs gardent leur efficacité même pour les résolutions des systèmes pour lesquels la matrice de rigidité est élastoplastique et relativement différente de la matrice de rigidité élastique initiale.