



HAL
open science

Texturation de surface par LASER femtoseconde en régime ElastoHydroDynamique et limite : application au contact Segment / Piston / Chemise d'un moteur thermique à combustion

François Pierre Ninove

► **To cite this version:**

François Pierre Ninove. Texturation de surface par LASER femtoseconde en régime ElastoHydroDynamique et limite : application au contact Segment / Piston / Chemise d'un moteur thermique à combustion. Autre. Ecole Centrale de Lyon, 2011. Français. NNT : 2011ECDL0043 . tel-00688051

HAL Id: tel-00688051

<https://theses.hal.science/tel-00688051>

Submitted on 16 Apr 2012

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

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

THESE

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir le grade de

Docteur

Spécialité : Mécanique

Par

FRANÇOIS-PIERRE NINOVE

- INGENIEUR ISTIL -

TEXTURATION DE SURFACE PAR LASER FEMTOSECONDE EN REGIMES ELASTOHYDRODYNAMIQUE ET LIMITE

*Application au contact Segment / Piston / Chemise d'un moteur thermique
à combustion*

Soutenue le 13/12/2011 devant la commission d'examen composée de MM.

J. DENAPE	Rapporteur	LGP, ENI de Tarbes
G. MONTEIL	Rapporteur	LMS, ENSMM de Besançon
D. MAZUYER	Directeur	LTDS, Ecole Centrale de Lyon
T. MATHIA	Co-directeur	LTDS Ecole Centrale de Lyon
M. BIGERELLE	Membre invité	UTC, Université de Valenciennes
C. DONNET	Membre invité	LHC, Université de Saint Etienne
M. EL FASSI	Membre invité	PSA PEUGEOT-CITROËN

THESE

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir le grade de

Docteur

Spécialité : Mécanique

Par

FRANÇOIS-PIERRE NINOVE

- INGENIEUR ISTIL -

TEXTURATION DE SURFACE PAR LASER FEMTOSECONDE EN REGIMES ELASTOHYDRODYNAMIQUE ET LIMITE

*Application au contact Segment / Piston / Chemise d'un moteur thermique
à combustion*

Soutenue le 13/12/2011 devant la commission d'examen composée de MM.

J. DENAPE	Rapporteur	LGP, ENI de Tarbes
G. MONTEIL	Rapporteur	LMS, ENSMM de Besançon
D. MAZUYER	Directeur	LTDS, Ecole Centrale de Lyon
T. MATHIA	Co-directeur	LTDS Ecole Centrale de Lyon
M. BIGERELLE	Membre invité	UTC, Université de Valenciennes
C. DONNET	Membre invité	LHC, Université de Saint Etienne
M. EL FASSI	Membre invité	PSA PEUGEOT-CITROËN

Table des matières

Remerciements	9
Nomenclature.....	11
Introduction générale.....	15
Chapitre 1. Bibliographie sur les pertes par frottement.....	17
1.1. Le contrôle des pertes par frottement dans un moteur à combustion interne	18
1.1.1. Généralités sur le frottement de surfaces rugueuses	18
1.1.2. Principes de la lubrification	18
1.1.3. Application au moteur thermique.....	22
1.1.3.1. Généralités	22
1.1.3.2. Description de la segmentation.....	24
1.1.3.3. Lubrification de la segmentation.....	25
1.2. La texturation de surface.....	26
1.2.1. Qu'est-ce que la texturation de surface	26
1.2.2. Texturation biomimétique	27
1.2.2.1. La peau de requin	27
1.2.2.2. L'effet Lotus.....	28
1.2.3. Texturation par voie physique et chimique	28
1.2.4. Texturation par L.A.S.E.R.....	31
1.3. Influence de la texturation de surface en régimes de lubrification variés	31
1.3.1. Frottement sec	31
1.3.2. Frottement en régime Limite (LL).....	33
1.3.3. Frottement en régime ElastoHydroDynamique (EHD).....	42
1.3.4. Frottement en régime Hydrodynamique (HD).....	46
1.3.5. Frottement en segmentation	49
1.4. Synthèse et Conclusion du chapitre 1	52
Chapitre 2. Caractérisations morphologiques des surfaces texturées	55
2.1. Techniques de caractérisations morphologiques des surfaces	57
2.1.1. Systèmes tactiles.....	57
2.1.1.1. Rugosimètre tactile	57
2.1.1.2. Microscope à Force Atomique (AFM).....	57
2.1.2. Systèmes non tactiles.....	59
2.1.2.1. Microscope confocal chromatique	59
2.1.2.2. Microscope Electronique à Balayage (MEB).....	59

2.1.2.3.	Microscope interférométrique à lumière blanche (WLI).....	60
2.1.2.4.	Tribomètre IRIS.....	61
2.1.3.	Bilan sur les techniques de mesure.....	64
2.2.	Analyse multi-échelle de la morphologie de surface.....	66
2.2.1.	Paramètres 2D et 3D d'évaluation de la morphologie.....	66
2.2.1.1.	Paramètres usuels.....	66
2.2.1.2.	Courbe d'Abbott Firestone (ou courbe de portance).....	68
2.2.2.	Applications aux surfaces fonctionnalisées.....	71
2.2.2.1.	Surfaces pierrées.....	71
2.2.2.2.	Surfaces texturées.....	73
2.2.2.3.	Surfaces hybrides.....	76
2.3.	Morphologie des surfaces texturées et fonction tribologique.....	79
2.3.1.	Effet d'une texture sur l'épaisseur de lubrifiant.....	79
2.3.2.	Effets d'un réseau de textures sur l'épaisseur de lubrifiant.....	80
2.3.3.	Effets transitoires d'une microcavité sur la distribution d'épaisseur du film lubrifiant d'un contact EHD	82
2.3.4.	Effet d'un défaut morphologique de la cavité.....	83
2.4.	Conclusions.....	86
Chapitre 3. Etude tribologique du régime ElastoHydroDynamique.....		88
3.1.	Contact roulant-glissant en film épais.....	90
3.1.1.	Protocole expérimental.....	90
3.1.2.	Réponse en traction d'une surface lisse de référence.....	91
3.1.3.	Réponse en traction d'une surface texturée.....	93
3.1.3.1.	Effet de la géométrie des textures.....	93
3.1.3.2.	Effet du temps de résidence.....	95
3.2.	Contact en écoulement continu d'épaisseur de film faible.....	97
3.2.1.	Protocole expérimental.....	97
3.2.2.	Surface texturée avec une cavité unique.....	100
3.2.2.1.	Epaisseur de lubrifiant en aval de la cavité.....	100
3.2.2.2.	Réponse en frottement d'une cavité.....	101
3.2.2.3.	Discussion sur la rétention de l'huile par les cavités.....	103
3.2.3.	Surface texturée avec un réseau de cavités.....	107
3.2.3.1.	Distribution des épaisseurs de film lubrifiant.....	107
3.2.3.2.	Réponse en frottement d'un réseau de cavités.....	109
3.3.	Discussions et conclusions.....	111
3.3.1.	Paramètres clés dans le contrôle du frottement et de la portance.....	111
3.3.2.	Localisation des textures dans la zone de contact.....	114

3.3.3.	Modèle de lubrification transitoire en présence de surfaces texturées	115
3.3.3.1.	Equation de Reynolds transitoire	115
3.3.3.2.	Application à une bille texturée avec une cavité unique	116
3.3.3.3.	Application à une bille texturée avec plusieurs cavités.....	118
3.3.4.	Conclusions	120
Chapitre 4.	Etude tribologique du régime de Lubrification Limite	123
4.1.	Introduction.....	125
4.1.1.	Interface SPC et interface d'étude	125
4.1.2.	Préambule sur la lubrification limite	127
4.1.3.	Tribomètre choisi	128
4.1.4.	Méthodologie expérimentale.....	128
4.1.4.1.	Conditions opératoires	128
4.1.4.2.	Analyse des résultats en surface NON texturée	130
4.1.4.3.	Démarche de l'étude en surfaces texturées.....	135
4.2.	Analyse des résultats expérimentaux.....	137
4.2.1.	Effets de la géométrie de la texture	137
4.2.1.1.	Influence du diamètre des cavités.....	137
4.2.1.2.	Influence de la profondeur des cavités	139
4.2.2.	Effets de la localisation de la zone texturée.....	140
4.2.2.1.	Résultats expérimentaux de la localisation de textures.....	140
4.2.2.2.	Variation de la surface apparente de contact et approche énergétique	143
4.2.2.3.	Interprétation sur le rôle des textures	145
4.3.	Perspectives et synthèses du chapitre 4	148
Conclusion générale	151
Références Bibliographiques	153
Table des figures	160
Table des tableaux	168
Annexes	170
Annexe 1.	Protocoles expérimentaux.....	170
Annexe 2.	Courbes caractéristiques des lubrifiants.....	171
Annexe 3.	Modèle 1D surface texturée	173
Annexe 4.	Caractéristiques du LASER femtoseconde	175

Remerciements

Cette thèse est issue du projet 'Véhicules Propres et Economes' financé par PREDIT lui-même porté par l'ADEME et l'ANR avec la collaboration du Laboratoire de Tribologie et de Dynamique des Systèmes, du laboratoire Hubert Curien et des industriels PSA, Lubrizol, Mahle et Impulsion.

Je remercie tout d'abord Denis Mazuyer, directeur de thèse et directeur du LTDS, pour m'avoir accordé sa confiance et son aide tout au long de ma thèse ainsi que pour sa relecture méticuleuse du manuscrit. Je remercie Monsieur Thomas Mathia, qui a co-encadré ce travail de thèse, pour son soutien constant, sa patience, pour nos nombreuses discussions passionnées et pour l'amitié qu'il a su m'accorder.

Je suis grandement reconnaissant à messieurs Jean Denape et Guy Monteil de m'avoir fait l'honneur de rapporter mon travail. Je tiens à remercier également Maxence Bigerelle pour avoir examiné mon manuscrit et Christophe Donnet pour avoir présidé ce jury de thèse.

Je voudrais remercier l'ensemble des partenaires du projet à commencer par Mehdi El Fassi de PSA Peugeot Citroën, Hervé Soder et Romain Jouglet de Impulsion, Gérard Monnin de la société Lubrizol, la société Mahle et, Christophe Donnet et Eric Audouard du LHC.

Je tiens à remercier tout particulièrement les membres de la société Altimet, Serge Carras et Patrice Belin ; qu'ils trouvent ici ma profonde gratitude pour leur soutien et collaboration.

Je remercie l'ensemble des membres du LTDS qui ont largement contribué au bon déroulement de cette thèse. Une pensée à tous ceux qui m'ont entouré et que j'ai croisé tout au long de ces 4 ans et demi (master puis thèse) en commençant par la Fretting team : Jean-Mi, Krishtof, Tomasz, Pawel, Katia, Samuel, Radek, Marie-Lise, Rafik, Siegfried ; Juliette, un grand merci pour l'aide finale et indispensable que tu m'as apporté. Les grands-frères/sœurs qui cheminaient en 3A : Fabrice, Maxime F, Cédric, Karim, Mélanie, Marion, Momo, Pierre-Henri, Gaétan, David, Etienne, Aleksandra, Anton, Johny, Christine, Maxime R, Jean; et ceux qui ont rédigé en même temps que moi : Keny, Paule, Romain, Zélie, Jessica, Leslie, Younes, Rémi, Stéphane, Sam, Imen, Vanessa. Sans oublié une pensée particulière pour l'organisation de la célèbre édition 2010 du CRIEC !

Je remercie ma famille pour son soutien et mes amis David, Annabelle, Marion, Brian, Stéph, Rémy et Marjorie. Je remercie ma petite dose pour son soutien inconditionnel et sa patience.

Nomenclature

Acronymes

ADEME : Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie

AFM : Microscope à Force Atomique

ANR : Agence Nationale de la Recherche

BSE : Back Scattered Electron

EHD : ElastoHydroDynamique

HD : HydroDynamique

LASER : Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation

LL : Lubrification Limite

MEB : Microscope Electronique à Balayage

PMB : Point Mort Bas

PMF : Pertes Moteurs par Frottement

PMH : Point Mort Haut

PREDIT : Programme de Recherche dans l'Innovation des Transports terrestres

RPFM : Réduction des Pertes par Frottement dans les Moteurs à combustion interne

SE : Secondary Electron

SPC : Segment-Piston-Chemise

WLI : White Light Interferometer

Notations

Symbole	Désignation	Dimension
a	demi-largeur de contact	[m]
d	profondeur d'une microcavité	[m]
h	épaisseur de lubrifiant	[m]
h_c	épaisseur de lubrifiant au centre du contact	[m]
$h_{\text{cavité}}$	épaisseur de lubrifiant en aval de la cavité	[m]
t_0	temps de résidence à $\Sigma = 0$ (Roulement pur)	[s]
t_d	temps de résidence d'une microcavité dans le contact à U_s donnée	[s]
\tilde{t}	temps de présence de la cavité dans le contact adimensionné par le temps nécessaire à la cavité pour parcourir la totalité du contact	[%]
C	Couple de frottement	[N.m]
E	module d'Young	[Pa]
E^*	module d'Young modifié	[Pa]
F_N	force normale	[N]
H	nombre d'Hersey	[-]
N	nombre de cycle	[N]
$N_{\text{cavité}}$	nombre de cavité	[-]
P_{contact}	Pression de contact	[Pa]
P_{Hertz}	pression de contact hertzienne	[Pa]
P_{inj}	puissance dissipée dans l'interface par unité de surface	[W/m ²]
R_a	moyenne arithmétique	[m]
R_c	rayon de courbure d'une microcavité	[m]
R_q	moyenne quadratique	[m]
R_{sk}	moment d'ordre 3 ou facteur d'asymétrie	[-]
R_{ku}	moment d'ordre 4 ou facteur d'aplatissement	[-]
R_k	profondeur du profil écrêté	[m]

Nomenclature

R_{pk}	hauteur des pics	[m]
R_{vk}	hauteur des creux	[m]
$S_{contact}$, $S_{texture}$	surface de contact, surface texturée	[m ²]
T	température	[°C]
T_s	taux surfacique de surface texturée sur la surface lisse	[%]
T_v	taux volumique des microtextures sur le volume de lubrifiant à l'interface	[%]
U_e	vitesse d'entraînement	[m/s]
U_g	vitesse de glissement	[m/s]
V_{plan}	vitesse linéaire du plan	[m/s]
V_{rot}	vitesse de rotation	[m/s]
$V_{sphère}$	vitesse linéaire de la sphère	[m/s]
$V_{contact}$	volume de fluide dans le contact	[m ³]
$V_{texture}$	volume des textures	[m ³]
α	coefficient de piézo-viscosité	[Pa ⁻¹]
$\delta_{contact}$	distance du centre du contact au centre du disque	[m]
η	viscosité dynamique à une température donnée	[Pa.s]
Σ	taux de glissement ou Sliding Rolling Ratio (SRR)	[%]
ν	coefficient de poisson	[-]
μ	coefficient de frottement	[-]
$\tilde{\mu}$	variation du coefficient de frottement	[%]
τ	contrainte de cisaillement	[Pa]
$\tau_{Couette}$	contrainte de Couette	[Pa]
$\tau_{Poiseuille}$	contrainte de Poiseuille	[Pa]
$\Delta\mu$	différence entre $\mu_{texture}$ et μ_{lisse}	-
Δh	différence entre $h_{texture}$ et h_{lisse}	[m]
\emptyset	diamètre de la microcavité	[m]

Introduction générale

La pollution atmosphérique constitue l'une des préoccupations majeures de ce début de siècle en raison des dangers qu'elle présente pour l'environnement et la santé humaine. L'union européenne a mis en place des spécifications de plus en plus sévères destinées à réduire l'émission des polluants tels que : les particules en suspension, les oxydes de carbone, d'azote et de soufre... Le marché automobile doit recourir à de nouvelles technologies pour que ses futurs moteurs et systèmes de post-traitement répondent à ces engagements, en cohérence avec ses objectifs de performance et de rentabilité.

Depuis une quinzaine d'années, de nombreux projets de recherche ont vu le jour pour aider les industriels à améliorer la performance des moteurs vis-à-vis des pertes mécaniques par frottement. Notamment, le Programme de Recherche et d'Innovation dans les Transports terrestres (PREDIT) de l'ADEME a financé à partir de 1997 des études d'optimisation de l'usinage des chemises moteur. Ces recherches ont mis en évidence l'influence forte de l'état de surface des chemises moteurs sur le frottement au niveau du contact segments-piston-chemise (SPC). L'optimisation des stries d'usinage a ainsi permis une réduction du frottement au milieu de la course du piston, en régime hydrodynamique. Au global, ces évolutions ont conduit à une réduction d'environ 20 % du niveau de frottement de l'ensemble SPC, générant une économie en carburant de l'ordre de 2 %. Ces travaux ont été poursuivis avec le programme ADEME n°0166081 (2002-2006) dont l'objectif était d'optimiser la topographie des chemises afin de réduire le frottement du contact SPC sans détériorer la consommation d'huile [1]. Dans ce cadre, le CMM (Centre de Morphologie Mathématique) de l'ENSMP a obtenu un résultat intéressant en démontrant l'effet bénéfique de la présence de texturation, sous la forme d'une cavité hémisphérique. Ce motif particulier, étudié uniquement dans le cas du régime hydrodynamique, semble améliorer la circulation de lubrifiant dans l'axe normal au déplacement. Il importe donc de poursuivre ce travail pour établir des paramètres de textures topographiques et morphologiques optimisés adaptés aux sollicitations sévères du contact SPC : les régimes de lubrification ÉlastoHydroDynamique (EHD) et limite (LL).

Dans cette optique, le projet "Véhicules Propres et Economes", financé par PREDIT avec la collaboration des industriels PSA, Lubrizol, Mahle et Impulsion, a été lancé en 2007 afin d'étudier les voies d'optimisation du rendement mécanique des moteurs thermiques. Dans ce cadre, cette thèse vise à améliorer la compréhension des phénomènes de lubrification mis en jeu lors de la modification de la morphologie de surface dans un contact SPC en régimes EHD et LL. Le procédé retenu repose sur la texturation de surface par LASER femtoseconde sous la forme de cavités hémisphériques. La démarche expérimentale choisie consiste notamment à étudier l'impact de la densité de textures via des configurations modèles afin d'en extraire les paramètres morphologiques et tribologiques qui gouvernent l'évolution du frottement et la distribution d'épaisseur de film lubrifiant.

Ce manuscrit de thèse est structuré en quatre chapitres. Dans un premier temps, le sujet de la thèse est positionné dans son contexte industriel et scientifique, notamment à travers un état de l'art des processus de texturation et des principales recherches sur l'influence des surfaces texturées en tribologie. Le second chapitre introduit les techniques nécessaires à la caractérisation de la

morphologie, corrélées avec les paramètres d'analyse 2D et 3D et avec la fonctionnalité de la surface. Le troisième chapitre propose une analyse en régime élastohydrodynamique des effets de la microtexturation de surface sur le coefficient de frottement et la distribution d'épaisseur de lubrifiant. Différents paramètres sont analysés tels que le cisaillement interfacial et l'épaisseur de film lubrifiant. Le dernier chapitre identifie les influences respectives, sur les coefficients de frottement moyen et instantané, de la localisation et des paramètres morphologiques de la microtexturation en régime limite.

Chapitre 1. Bibliographie sur les pertes par frottement

Chapitre 1.	Bibliographie sur les pertes par frottement.....	17
1.1.	Le contrôle des pertes par frottements dans un moteur à combustion interne.....	18
1.1.1.	Généralités sur le frottement de surfaces rugueuses.....	18
1.1.2.	Principes de la lubrification.....	18
1.1.3.	Application au moteur thermique	22
1.1.3.1.	Généralités	22
1.1.3.2.	Description de la segmentation.....	24
1.1.3.3.	Lubrification de la segmentation.....	25
1.2.	La texturation de surface.....	26
1.2.1.	Qu'est-ce que la texturation de surface	26
1.2.2.	Texturation biomimétique	27
1.2.2.1.	La peau de requin	27
1.2.2.2.	L'effet Lotus.....	28
1.2.3.	Texturation par voie physique et chimique	28
1.2.4.	Texturation par L.A.S.E.R.	31
1.3.	Influence de la texturation de surface en régimes de lubrification variés	31
1.3.1.	Frottement sec.....	31
1.3.2.	Frottement en régime Limite (LL)	33
1.3.3.	Frottement en régime ElastoHydroDynamique (EHD).....	42
1.3.4.	Frottement en régime Hydrodynamique (HD).....	46
1.3.5.	Frottement en segmentation.....	49
1.4.	Synthèse et Conclusion du chapitre 1	52

1.1. Le contrôle des pertes par frottement dans un moteur à combustion interne

1.1.1. Généralités sur le frottement de surfaces rugueuses

La caractérisation de la topographie de surface est importante dans les applications impliquant le frottement, la lubrification, et l'usure [2]. De façon générale, on observe une augmentation du frottement avec la rugosité moyenne. Les paramètres de rugosité apparaissent donc importants dans les applications telles que les garnitures de frein d'automobile, les pneus, et plus généralement les surfaces impliquant un contact (semelle de ski, engrenages, etc..). L'effet de la rugosité sur la lubrification a été également étudié pour déterminer son impact sur la lubrification des surfaces de glissement, des surfaces conformes, et de la fatigue des roulements [3-5].

1.1.2. Principes de la lubrification

Pour éviter d'atteindre des taux de cisaillement extrêmes entre deux solides rigides en contact et en mouvement relatif, un film de matériau lubrifiant peut être interposé entre leurs surfaces. L'étude de la lubrification rassemble ainsi l'ensemble des connaissances relatives au diagnostic et à l'amélioration de l'efficacité de ces films protecteurs, afin d'accroître le contrôle du frottement et de l'usure des interfaces mécaniques, et de prévenir leur endommagement.

En principe, l'intensité des sollicitations tribologiques vues par l'interface dicte l'état physique du film de lubrifiant à utiliser : gaz, liquide, ou solide. Les lubrifiants solides sont généralement requis pour maintenir une séparation efficace des surfaces portantes dans le cas de sollicitations extrêmes. A l'inverse, la lubrification sous phase gazeuse (écoulement, ou gaz sous pression) est plus adaptée aux interfaces peu contraintes, et peut permettre d'atteindre des vitesses très élevées sans aucun contact matériel (comme par exemple dans le cas des guidages aérostatiques). Mais à l'heure actuelle, dans l'industrie automobile, les lubrifiants liquides sont préférés pour la grande majorité des contacts mécaniques. Généralement, ils forment des films très minces et difficiles à observer, dont les épaisseurs sont communément comprises entre 0,1 μm et 10 μm .

La principale fonction de la lubrification liquide consiste à minimiser les interactions destructives entre surfaces antagonistes, en séparant ces dernières de façon la plus complète possible. Cela est notamment permis grâce à l'accommodation de la vitesse relative des surfaces par cisaillement au sein de l'épaisseur du film fluide, et grâce au phénomène de portance hydrodynamique générée par le lubrifiant. Il contribue aussi de façon importante à évacuer la chaleur et les débris d'usure émis par le fonctionnement des surfaces en contact. Les performances d'un lubrifiant liquide sont évaluées à travers deux aspects fondamentaux : sa capacité à porter l'interface aux niveaux de frottement et d'usure requis, et son aptitude à la maintenir à ces niveaux en dépit de sa propre dégradation permanente.

Son efficacité est directement dépendante de ses propriétés physiques (viscosité, dépendance de la viscosité à la température et à la pression, point d'écoulement, volatilité, etc...) et chimiques (combustibilité, stabilité à l'oxydation, stabilité thermique, dispersivité, etc...), dictées par sa

composition. La formulation des lubrifiants fait généralement intervenir une base lubrifiante (une huile minérale ou synthétique pour une huile formulée ou une graisse, de l'eau pour une émulsion ou une dispersion) déterminant ses propriétés globales, ainsi qu'un ensemble d'additifs (anti-usure, extrême pression, améliorant d'indice de viscosité, de point d'écoulement, détergents, dispersants, antioxydants, etc...) lui conférant différentes fonctions.

Tous ces éléments montrent que la science de la lubrification est complexe et imposent de considérer le système dans le cadre d'une approche globale alliant physique, chimie, mécanique et rhéologie. Afin d'appréhender les phénomènes agissant à l'interface sans rentrer dans les problématiques de couplages multi physiques, il est possible, en première approximation, d'utiliser les travaux concernant l'influence des paramètres de vitesse, force et viscosité sur la friction interfaciale, que l'on retrouve notamment avec la courbe de Stribeck.[6].

Dans cette approche, explorée initialement dans le but de trouver des solutions aux problèmes de roulements/paliers dans le domaine ferroviaire (Gustave A. Hirn 1854, Robert H. Thurston 1879, Beauchamp Tower 1883 [7]), puis reprise expérimentalement par Adolf Martens en 1888 et Richard Stribeck en 1902 qui donna son nom à la courbe, le coefficient de frottement est tracé en fonction du produit de la vitesse et de la viscosité divisé par la force normale. Ces nombreux auteurs ont conduit des expérimentations qui prouvent l'existence d'un minimum du coefficient de frottement avec la variation de la vitesse. Ceci démontre la présence d'une transition au sein de l'interface. Il sera défini plus loin les détails de cette transition. Mais la raison pour laquelle le nom de Stribeck est resté réside dans le fait que ces travaux ont été publiés dans le journal technique allemand le plus important de l'époque. A titre d'exemple, la Figure 1-1 illustre les résultats des travaux de Stribeck [6, 8] sur le frottement des roulements à billes et à rouleaux.

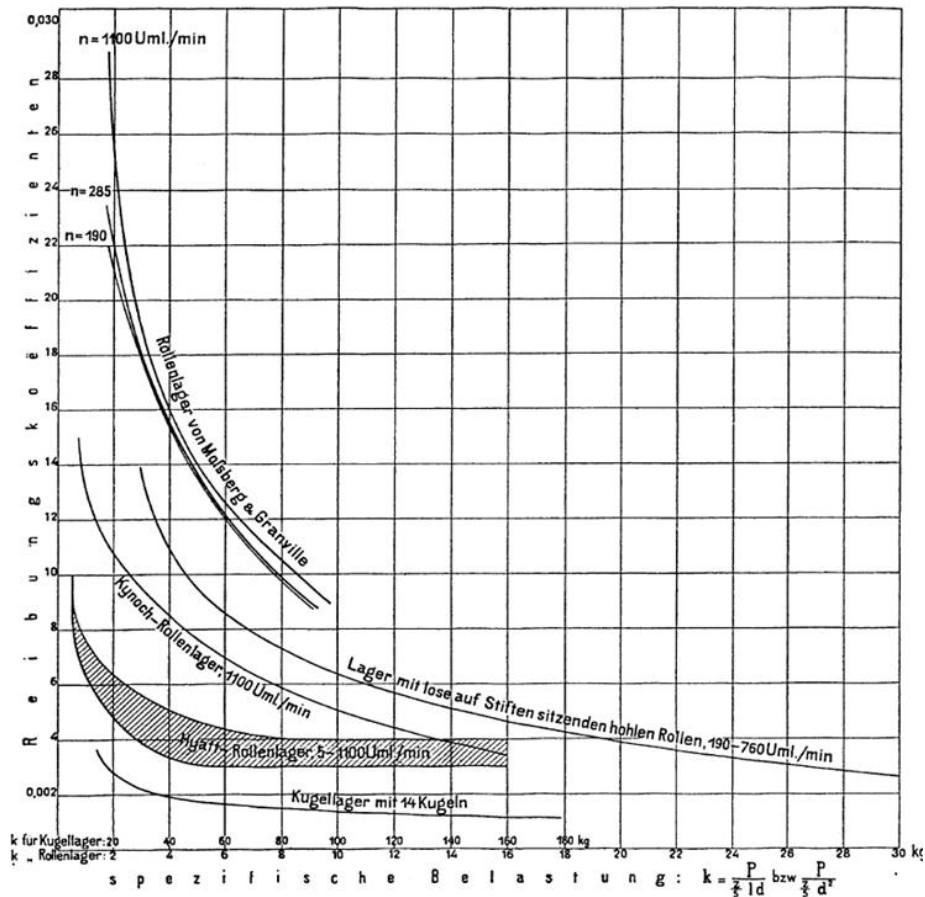


Figure 1-1 - Comparaison des réponses en frottements pour différents types de roulements [8].

Par la suite, Hersey [9] montra plus tard que le frottement est fonction des paramètres suivants :

$$\mu \propto \frac{\eta \times V_{rot}}{a \times P_{contact}} = H$$

où η la viscosité dynamique, V_{rot} la vitesse de rotation, $P_{contact}$ la pression de l'huile, a la largeur de contact et H le nombre d'Hersey ainsi défini. Taylor a introduit un diagramme de Stribeck modifié montrant l'impact du ratio épaisseur de film divisée par la rugosité des surfaces sur l'évolution du coefficient de frottement [10, 11]. Cette représentation s'avère avantageuse car l'épaisseur englobe les paramètres évoqués précédemment, vitesse, charge, et quantité d'huile.

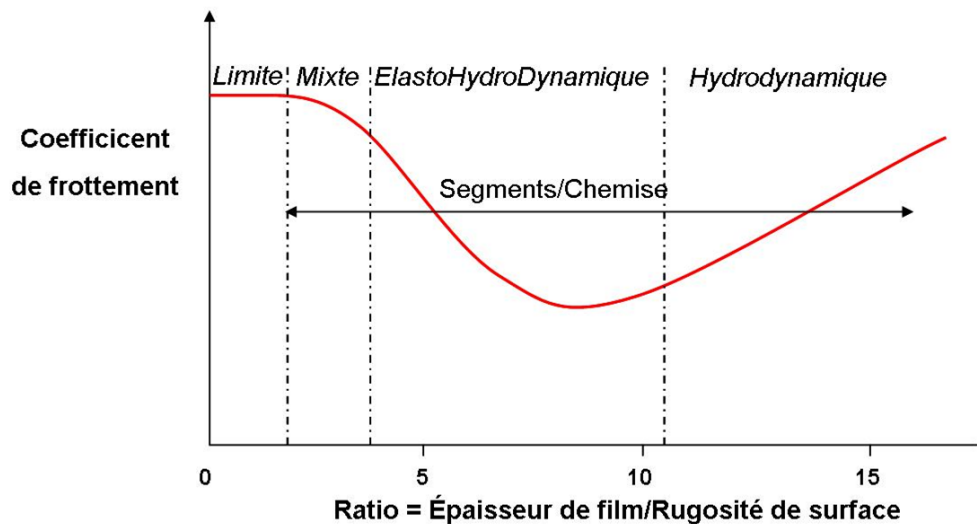


Figure 1-2 - Illustration des régimes de lubrification et évolution du coefficient de frottement en fonction du ratio épaisseur de film lubrifiant sur la rugosité de surface [10, 11].

On distingue différents régimes de lubrification sur le diagramme de la Figure 1-2 :

- Le régime limite (contact sec/lubrifié à frottement élevé) : cas de fonctionnement le plus sévère. Il y a contact métallique aspérités-aspérités des surfaces malgré la présence de lubrifiant. Les conditions expérimentales de pression et de vitesse ne permettent pas de créer de portance.
- Le régime mixte de transition (dit mixte et ElastoHydroDynamique) : les conditions opératoires autorisent la création d'une portance hydrodynamique. La force normale appliquée est supportée par les aspérités et le film lubrifiant.
- Le régime HydroDynamique (contact correctement puis abondamment lubrifié) : le film lubrifiant porte entièrement les surfaces.

La version proposée par Taylor ne sera pas retenue car l'hypothèse d'une épaisseur de lubrifiant en régime limite est trop forte et le seul paramètre de rugosité arithmétique moyenne de surface n'est plus pertinent en présence de surfaces texturées. Bien que développée initialement dans le cas de contacts lubrifiés rotatifs continus, la courbe de Stribeck permet une bonne description des transitions phénoménologiques interfaciales et sera donc utilisée ici dans le cas de cinématique linéaire alternative, en fonction du nombre d'Hersey.

1.1.3. Application au moteur thermique

1.1.3.1. Généralités

Un moteur à combustion interne à pistons 4 temps présente un rendement global qui varie aujourd'hui selon le point de fonctionnement moteur entre 0,2 et 0,3. Celui-ci résulte d'une chaîne de rendements distincts qui correspondent à différents processus ayant lieu au sein du moteur : combustion incomplète, pertes thermiques vers le carter et l'échappement, pertes par frottement mécaniques des pièces en mouvement du moteur. C'est précisément l'amélioration du rendement mécanique qui motive les recherches actuelles sur la lubrification. Selon les conditions d'utilisation, on peut aujourd'hui considérer que 10 à 20 % de la puissance contenue dans le carburant moteur est absorbée par la puissance mécanique par frottement. Une estimation réalisée par FEV, société allemande spécialisée dans la recherche, le développement et le design de moteurs et moyens de transmissions [12] estime qu'une réduction de moitié du frottement moteur se traduirait par une diminution de 12 % de la consommation carburant sur cycle NEDC (New European Driving Cycle – cycle de conduite utilisé pour mesurer la consommation et les émissions polluantes des véhicules) (Figure 1-3).

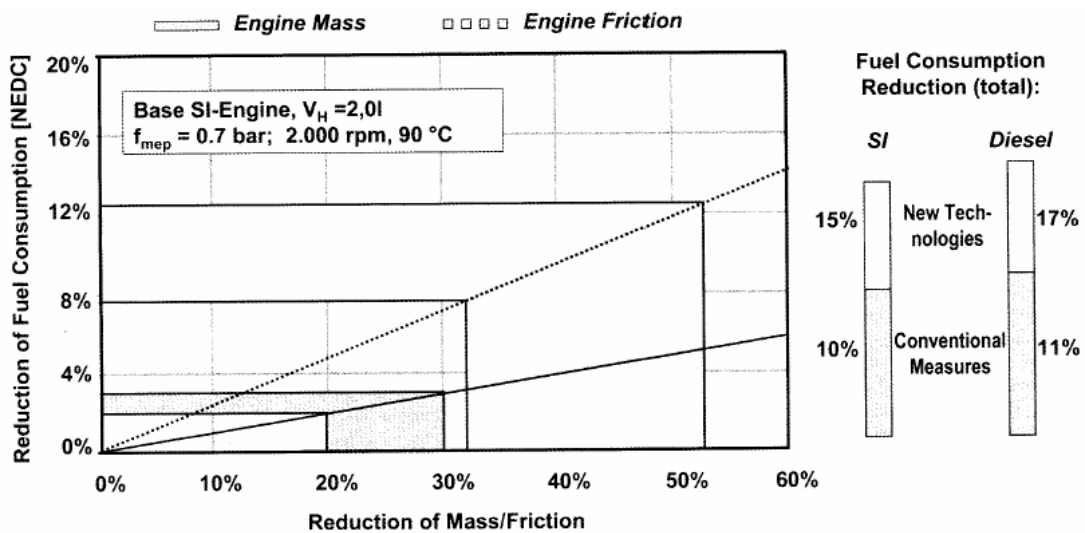


Figure 1-3 - Impact du frottement et de la masse sur la consommation carburant [12].

Concrètement, un moteur à allumage par compression (moteur diesel) performant de génération actuelle verrait son émission moyenne en gaz à effets de serre passer de 140 gCO₂/km à 123 gCO₂/km. L'amélioration du rendement mécanique des moteurs à combustion interne relève des domaines de la lubrification et de la tribologie. Les principaux systèmes en mouvement et donc susceptibles de générer des frottements dans un moteur à combustion interne sont illustrés Figure 1-4. On distingue notamment :

- la distribution,
- les éléments paliers/vilebrequin et paliers/bielles,
- les accessoires comme la pompe à huile...,
- l'ensemble Segment Piston Chemise (SPC).

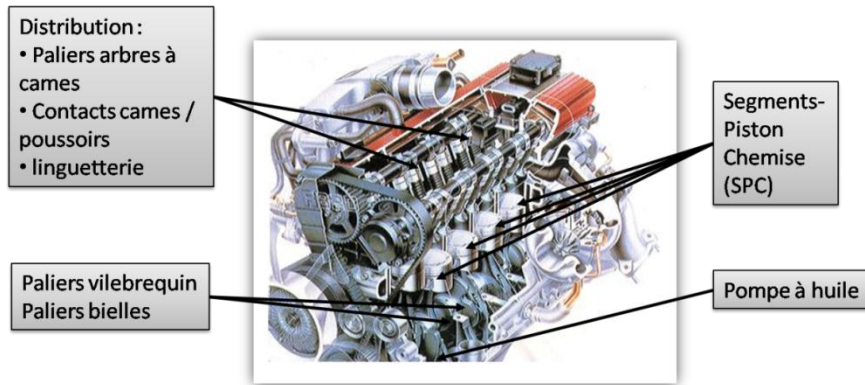


Figure 1-4 - Principaux postes de frottement moteur.

Parmi ces éléments, la distribution a pour rôle de :

- transformer le mouvement de la poulie ou du pignon de distribution en ouvertures contrôlées des conduits,
- transmettre le mouvement de la poulie aux accessoires (compresseur de climatisation, alternateur, pompe haute pression Common-rail, pompe à eau),
- transmettre de l'huile aux paliers,
- transmettre l'information de positions des pistons au capteur,

Les éléments paliers - vilebrequin et paliers - bielles sont destinés à transformer le mouvement linéaire rectiligne non uniforme des pistons en un mouvement continu de rotation.

La pompe à huile permet d'assurer la lubrification des postes de frottement énoncés plus haut (paliers, linguetterie, segment, vilebrequin, etc...).

Pour un moteur diesel actuel la contribution aux Pertes Mécaniques par Frottement (PMF) de ces différents organes mécaniques en mouvement se répartit comme présenté sur la Figure 1-5.

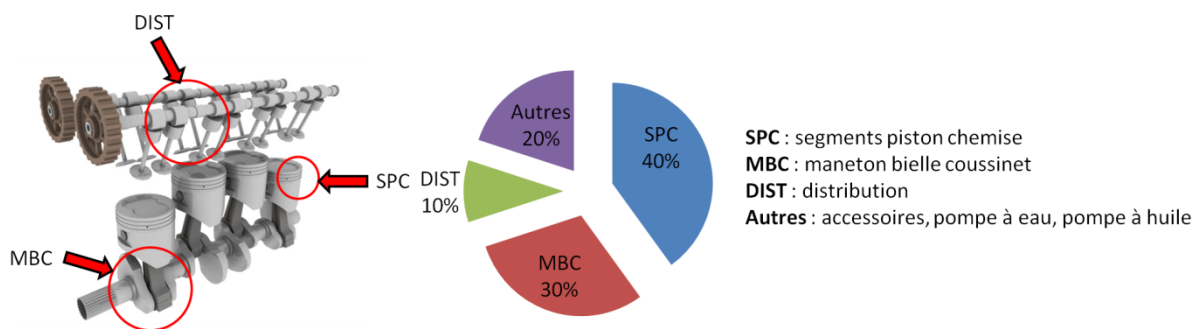


Figure 1-5 - Localisation et estimation des principaux postes des pertes mécaniques par frottements dans un moteur thermique (Source PSA Peugeot-Citroën).

L'ensemble SPC est la zone du moteur où les PMF sont les plus significatives à cause des sollicitations tribologiques étendues et notamment des gradients élevés en vitesse, pression, température, distance de glissement.

1.1.3.2. Description de la segmentation

Actuellement un piston est classiquement constitué de 3 segments cités dans l'ordre de haut en bas :

- segment coup de feu
- segment d'étanchéité
- segment racleur

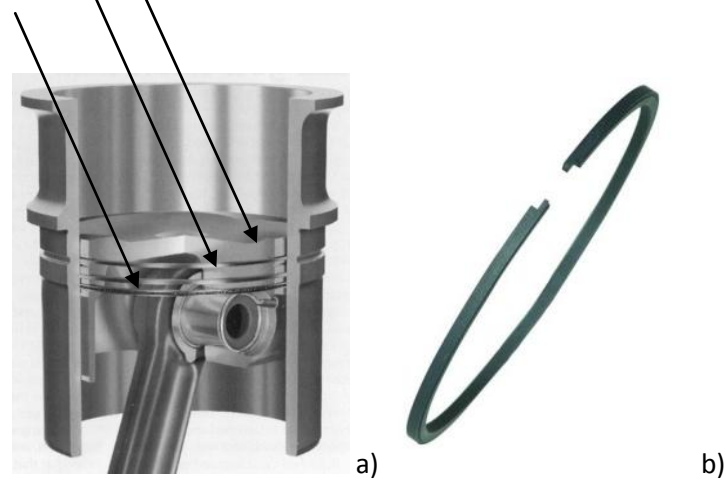


Figure 1-6 - Système segments – piston- chemise a) et segment seul b)

La Figure 1-6 a) illustre l'ensemble de la segmentation. Dans la suite, il est capital de ne pas perdre de vue que le segment (Figure 1-6 b)), pièce la plus délicate du moteur, est un anneau ouvert élastique formant un joint coulissant entre le piston (qui le déplace mais dont il est indépendant) et le cylindre qui le met sous tension et lui impose sa forme.

Dans des conditions de refroidissement défavorables et sous un chargement thermo-mécanique alterné complexe, le segment doit répondre principalement aux exigences suivantes : absence de déformation, non-rupture, usure faible, comportement tribologique permettant d'assurer l'étanchéité.

La contribution de chaque segment et du piston au frottement SPC est schématisée Figure 1-7. Le frottement est majoritairement concentré sur les segments coup de feu et racleur. Le segment coup de feu est le segment qui est impliqué dans les conditions les plus sévères. Ce sera donc pour ce dernier qu'est envisagée la texturation de surface. Néanmoins, les conclusions de l'étude devraient pouvoir être étendues à l'optimisation des surfaces du segment racleur.

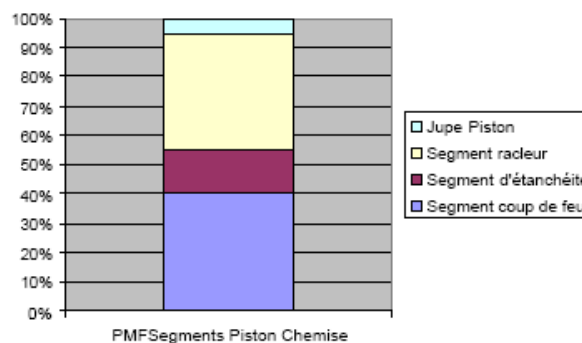


Figure 1-7 - Répartition du frottement SPC (Source PSA Peugeot-Citroën).

1.1.3.3. Lubrification de la segmentation

Les principaux contacts générant du frottement dans un moteur à combustion interne sont de natures différentes selon la vitesse, la pression de contact et les caractéristiques de l'huile (viscosité, additifs,...). Historiquement, le coefficient de frottement moyen est étudié en régime établi. Son évolution est analysée en fonction du nombre d'Hersey. Ce type d'observation est utilisé pour caractériser les contributions relatives des portances d'origine hydrodynamique et celles dues aux contacts solides. La courbe de Stribeck permet de déterminer pour un contact donné les régimes de lubrification détaillés au paragraphe 1.1.2. On positionne les principaux postes de pertes par frottement du moteur sur cette courbe de Stribeck où l'on peut observer la gamme large occupée par le contact SPC (Figure 1-8).

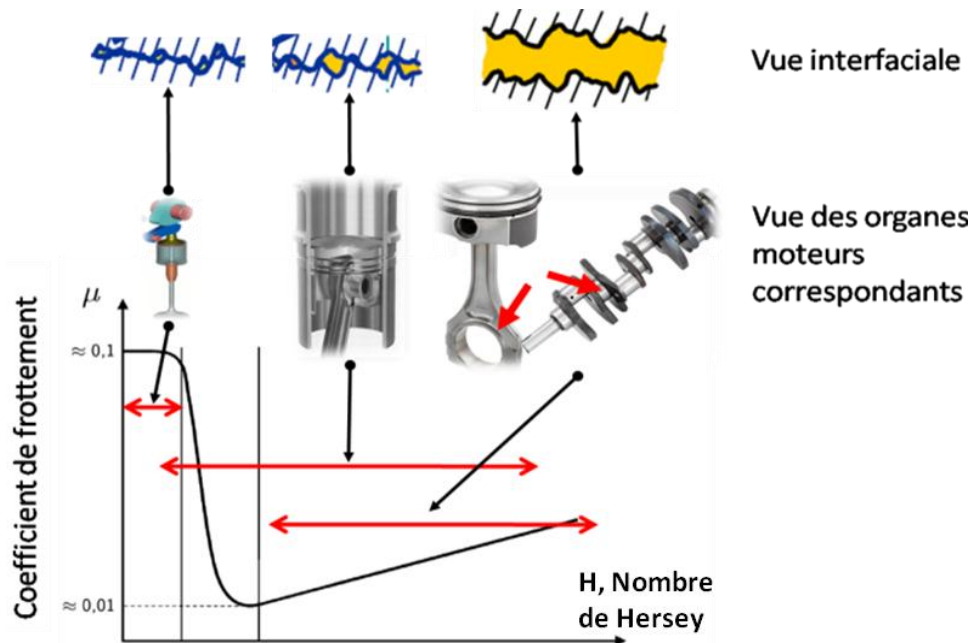


Figure 1-8 - Régimes de lubrification des principaux postes de PMF dans le moteur (de gauche à droite) : came/poussoir, SPC, maneton/bielle/coussinet positionnés sur la courbe de Stribeck en fonction du nombre de Hersey.

Le contact segment/chemise a été longtemps étudié et modélisé du point de vue hydrodynamique [13-16] et élastohydrodynamique [17]. Cependant, comme le montre la Figure 1-8, les conditions tribologiques rendues sévères par l'augmentation des charges amènent le contact SPC à fonctionner à la frontière des régimes mixte et limite [13, 18-22]. Ceci se traduit par une contribution majoritaire du frottement limite (Figure 1-9) et corrélativement par une augmentation significative de la dissipation d'énergie au sein de l'ensemble SPC.

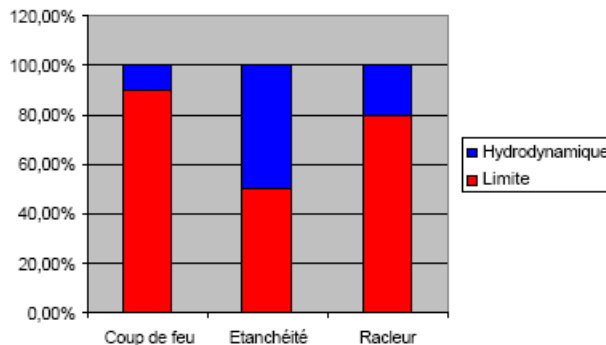


Figure 1-9 - Répartition des régimes de lubrification pour chaque segment de la zone SPC (Source PSA Peugeot-Citroën).

Il apparait donc essentiel de renforcer la compréhension fondamentale des mécanismes de frottement dans ces régimes de lubrification afin d'élaborer des solutions permettant de réduire le cisaillement interfacial. L'optimisation de la morphologie de surface est une des voies possibles actuellement explorées pour atteindre cet objectif. La suite du chapitre sera consacrée à établir un l'état de l'art critique sur le rôle de la topographie de surface et l'utilisation de la texturation pour le contrôle du comportement tribologique des contacts secs ou lubrifiés.

1.2. La texturation de surface

Dans le cadre de cette étude, nous adoptons une démarche multidisciplinaire qui s'appuie sur un triptyque schématisé sur la Figure 1-10 et qui consiste à relier trois concepts fondamentaux : le processus de création, la caractérisation et la fonctionnalité de la surface [23]. Plus précisément, la stratégie de réduction de la friction interfaciale utilise l'optimisation de la finition de surface (le **Procédé**) afin de contrôler le frottement tout en assurant l'étanchéité au niveau de la segmentation (la **Fonction**) ce qui nécessite une expertise et une analyse multi-échelle par le biais d'équipements topographiques, d'outils et de normes dédiés (la **Caractérisation**). L'optimisation de la finition de la surface par LASER femtoseconde, étudiée notamment lors des travaux de Mourier [24], constitue un champ d'investigation à part entière. Dans le cadre de cette thèse, les travaux se focaliseront sur le diptyque Fonction - Caractérisation.

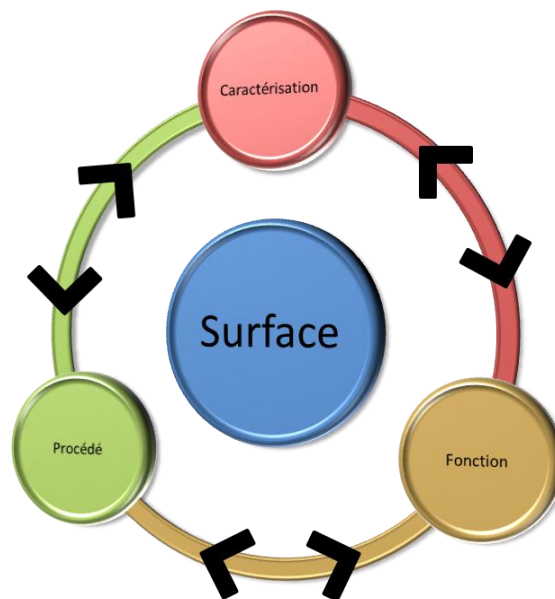


Figure 1-10 - Illustration du concept d'approche globale concernant la surface : triptyque Procédé/Caractérisation/Fonction.

1.2.1. Qu'est-ce que la texturation de surface

Le mot "texture" trouve sa racine dans le verbe latin "texere" qui désigne l'action de tisser et la liaison de ce qui est tissé. Dans l'industrie alimentaire, la texture est définie comme la qualité

physique des aliments liée à leur densité, leur viscosité, leur caractère homogène, leur dureté“ (Clém. *Alim.* 1978). La signification de ce substantif et des termes qui en dérivent sera restreint dans la suite du document à son sens courant et normalisé à savoir la rugosité, l’ondulation de surface et l’orientation de stries. Différents modes de texturation seront présentés ci-dessous, d’une part ceux issus de la nature - et que l’homme essaye de copier et d’autre part ceux qui résultent de procédés technologiques souvent à étapes multiples comme par exemple la modification de l’état de surface par LASER. Ce dernier procédé est largement étudié dans ce travail afin de déterminer l’influence de la surface modifiée dans l’interface de contact.

1.2.2. Texturation biomimétique

Bien avant l’homme, de nombreux êtres et/ou formes vivantes utilisent la texturation pour s’adapter à leurs milieux et leur environnement comme l’illustrent les quelques exemples qui vont suivre.

1.2.2.1. La peau de requin

Elle est si rugueuse qu’auparavant on s’en servait comme de la toile émeri. Mais, c’est à l’échelle microscopique qu’elle recèle des motifs intéressants. La peau du requin présente d’innombrables denticules cutanés (dents modifiées) alignés en plusieurs rangées qui canalisent l’eau et produisent ainsi un écoulement laminaire réduisant les phénomènes de résistance hydrodynamique (Figure 1-11). Des études quantifiant les effets de la peau de requin ont montré une diminution significative de la traînée pour certaines espèces de requin associée à une chute de 10 % de la contrainte de cisaillement [25]. De plus, cette structure singulière de la peau permet au requin d’être quasiment silencieux dans l’eau ce qui constitue un avantage certain pour un tel prédateur. Actuellement, une multitude d’applications sont développées sur la base de ce modèle de texturation. La société 3M a créée sur ce principe un adhésif présentant un film cannelé qui limite de manière substantielle le frottement et se traduit, lorsqu’il est appliqué partiellement sur un avion, par une baisse de consommation en carburant allant jusqu’à 4 %. Ainsi, une expérience réalisée en conditions de vol sur un Airbus A320 a permis d’estimer selon l’importance de l’avion et du temps de vol annuel un gain de 50,000 à 150,000 litres de kérosène par an [26].

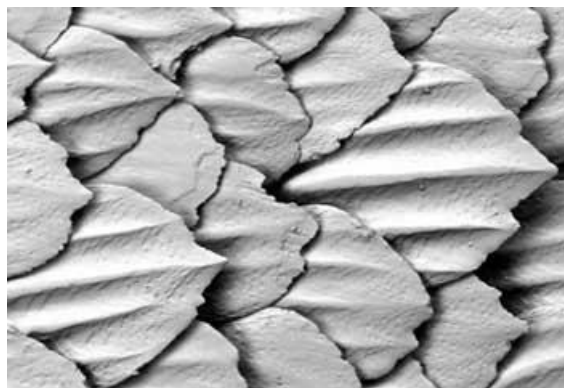


Figure 1-11 - Image au Microscope électronique à Balayage (M.E.B.) d'une denticule de peau de requin [27].

1.2.2.2. L'effet Lotus

Un autre exemple peut être cité dans le monde des végétaux, en l'occurrence la feuille de lotus qui a donné lieu à l'effet du même nom. Il s'agit d'un phénomène physique mettant en jeu des interactions d'origine capillaire entre l'eau et la surface dite "super-hydrophobe" que présentent certaines plantes pour nettoyer leurs feuilles, tout en les maintenant sèches. Le Lotus parvient ainsi à se développer dans des milieux humides et boueux tout en gardant ses feuilles propres. L'observation fine par MEB de la surface d'une feuille de lotus (Figure 1-12), permet de découvrir qu'elle est constituée d'un réseau complexe de microstructures d'une dizaine de micromètres et de cristaux de cire hydrophobe. Cet ensemble favorise une faible surface de contact avec les gouttes d'eau et entraîne la formation d'un fin film d'air qui renforce le caractère hydrophobe donné par les cristaux de cire. Les angles de contact entre l'eau et la feuille de lotus s'approchent de 180° rendant les gouttelettes quasiment sphériques ce qui leur permet de s'évacuer grâce à un mouvement de roulement [28].

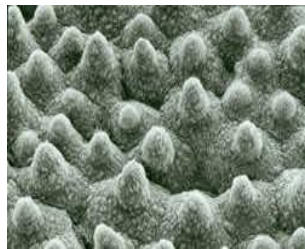


Figure 1-12 - Double structuration de la surface d'une feuille de lotus : microstructures de quelques micromètres et cristaux de cire hydrofuge observées au MEB.

1.2.3. Texturation par voie physique et chimique

Le besoin de palier aux pertes par frottement peut être abordé par la fonctionnalisation de la surface. Le recours à l'ingénierie des surfaces offre une large variété de solutions technologiques adaptées à la plupart des interfaces mécaniques. L'ingénierie des surfaces est définie comme l'art de sélectionner, appliquer, et utiliser les différentes techniques permettant de modifier ou fonctionnaliser les surfaces, pour améliorer leur comportement tribologique.

Ces modifications de surfaces sont réalisées par des combinaisons entre des revêtements et des traitements de surface. Les différentes techniques sont citées ci-dessous (liste non exhaustive) (Tableau 1-1).

Traitements de surface

- thermiques
- mécaniques
- thermochimiques de diffusion
- thermochimiques de conversion électrochimiques de conversion
- dépôts métalliques diffusés
- implantation ionique

Revêtements de surface

- par voie électrolytique
- par voie chimique
- par enduction
- par projection thermique
- de céramique par slurry coating
- dépôts physiques en phase vapeur (PVD)
- dépôts chimiques en phase vapeur (CVD)
- dépôts physiques en phase vapeur assistés par plasma (PACVD ou PECVD)
- surfaçage par frottement
- soudage de frottement
- glaçage ou dopage par LASER

Tableau 1-1 - Différentes techniques de traitement et revêtements de surface.

Les techniques de gravure par réaction ionique, par arc d'air pulsé, lithographie, photolithographie et déformation mécanique sont les plus référencées dans la littérature en raison de leurs mises en œuvre aisées. D'autre part, ces techniques connaissent un engouement pour l'étude de leurs impacts sur le comportement tribologique.

Jusqu'à présent, seules des techniques d'ingénierie de surface ont été présentées afin d'illustrer des exemples de surfaces fonctionnalisées. Un autre point de départ serait de considérer le matériau et non plus la surface pour influencer le comportement tribologique. Un des matériaux qui présente une texturation interne pertinente pour le sujet traité est la fonte à graphite sphéroïdal. Ce travail d'élaboration repose sur le diagramme de phase des éléments Fe et C, des phases appelées d'inoculation et sphéroïdisation, termes consacrés en métallurgie aux périodes de création et formation du graphite sous forme de nodules sphéroïdaux. Il est possible de mettre en œuvre une telle fonte où les nodules de graphite seraient de taille micrométrique [29]. On observe cette microstructure par attaque chimique de la fonte (Figure 1-13). Le graphite est connu pour ses qualités lubrifiantes (disposition en feuillets ou lamelles de la structure du graphite).

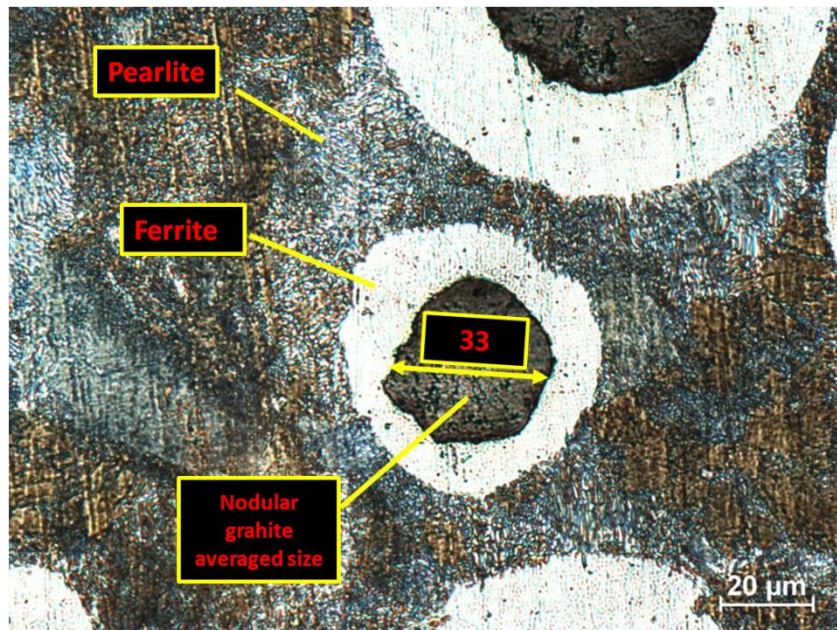


Figure 1-13 - Observation au microscope optique d'une attaque chimique d'une fonte à graphite sphéroïdal.

Afin de compléter cet exemple de fonctionnalisation du matériau, il suffit d'ajouter une étape de finition de surface. L'abrasion par polissage à deux corps puis trois corps d'une telle surface (Figure 1-14) permet d'expulser le graphite présent et de créer des cavités naturelles. Une étude démontre la faisabilité en exposant les différentes étapes de mise en œuvre (métallurgie, polissage abrasif avec la cinétique d'abrasion de la surface) [30]. L'intérêt de ce processus est de cumuler le rôle lubrifiant du graphite en situation tribologique ainsi que la forme nodulaire favorable à la création de portance et/ou piégeage de débris.

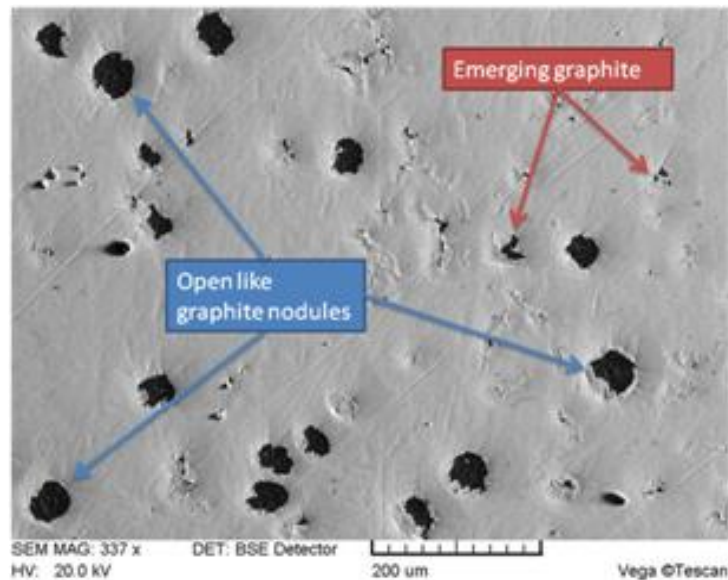


Figure 1-14 - Observation au MEB d'une surface polie de fonte à graphite sphéroïdal.

1.2.4. Texturation par L.A.S.E.R.

Cette partie s'intéresser à la texturation par L.A.S.E.R. - Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation.

Il est nécessaire d'évoquer certaines notions indispensables à la compréhension du fonctionnement d'un LASER : l'augmentation d'énergie et la désexcitation pour créer l'effet LASER.

Lorsque l'on excite une zone, appelée milieu actif, et comportant un grand nombre d'atomes, l'énergie de ceux-ci augmente, ce qui provoque un gain de niveaux d'énergie. Ce processus étant instable, la majorité des atomes repasse à un niveau d'énergie intermédiaire dans un temps court, ne provoquant pas d'émission de lumière. L'arrivée d'un photon incident va permettre la désexcitation d'un de ces atomes qui émet alors un photon identique en phase et direction : c'est l'effet LASER.

Les LASER émettent un faisceau impulsif. La durée d'impulsion constitue le point fondamental sur lequel repose la sublimation de la matière dans le cas du LASER femtoseconde. Ce type de LASER fournit un faisceau de puissance moyenne 1W mais les impulsions sont très intenses. La puissance générée instantanément se situe entre 10^9 et 10^{15} W soit gigawatt et pétawatt. La physique de l'usinage LASER femtoseconde et des interactions LASER-matière posent encore beaucoup de questions. Ces divers procédés modifient non seulement la nature des surfaces mais aussi leur topographie de surface sur des échelles allant du millimètre au nanomètre, soit 6 décades. Des variations morphologiques variant sur une à deux décades peuvent parfois être engendrées par un même procédé. Ces techniques au sens topographique sont complexes. Il s'agit d'aspects multi échelles et multi processus qui seront évoqués dans le chapitre suivant.

1.3. Influence de la texturation de surface en régimes de lubrification variés

1.3.1. Frottement sec

En l'absence de lubrifiant, le fonctionnement d'un contact mécanique génère le plus souvent la formation de débris d'usure, appelés 'troisième corps' par certains tribologues en raison du rôle qu'ils jouent entre les deux corps primaires [31, 32]. Le comportement du troisième corps a pu être étudié notamment dans le cadre du fretting [33, 34] Il s'agit du cas de frottement entre deux surfaces où le mouvement est alterné et de faible amplitude, inférieure à la taille de contact. Dans ces conditions les endommagements se propagent selon 4 mécanismes principaux d'usure : usure par oxydation, par abrasion, par adhésion et par fatigue [33, 35]. L'étude récente de Varenberg et al. [36] statue sur le rôle des débris dans le contact en faisant la différence entre deux voies possibles d'évolution : soit les débris protègent la surface en formant un lit aux propriétés lubrifiantes, soit ils sont abrasifs et participent à l'endommagement de la interface (si l'usure est de nature abrasive).

Une texturation adaptée peut permettre de les évacuer dans le deuxième cas de figure.

L'intérêt potentiel de la texturation pour les composants mécaniques soumis à des sollicitations de fretting-fatigue a été démontré par Volchok et al. [36, 37]. Les résultats qui proviennent d'un nombre limité d'essais d'endurance sur un contact cylindre/plan aboutissent au doublement de la durée de vie des surfaces grâce à une texturation de type réseau de microcavités (diamètre 100 μm , profondeur de 2,5 à 32 μm , taux de texture 25 %). Les conditions tribologiques testées correspondent à un débattement de 7 mm, à une fréquence de 25 Hz et une force normale de 350 N, à température ambiante. L'effet observé est attribué à l'emprisonnement des particules d'usure au sein des microgéométries. Si la texturation ne conduit pas elle-même à une génération supplémentaire de débris ou à la consommation de tribofilms protecteurs, le piégeage des particules émises peut ainsi constituer un mécanisme efficace de réduction du frottement et de l'usure, en limitant leurs composantes dues à l'abrasion et à la déformation des surfaces par le troisième corps.

Suh et al. [38] ont étudié les effets de surfaces dites ondulées pour différents contacts non lubrifiés et ont montré que la création de rainures s'avère particulièrement efficace pour extraire les particules d'oxyde de l'interface, notamment dans le cas de contacts électriques [39]. Une publication ultérieure, dont sont issus les résultats de la Figure 1-15, résume les effets d'un réseau dense de microcavités de forme carrée qui réduit puis stabilise le coefficient de frottement. Le rôle de la texturation sur le comportement tribologique des disques de frein a été également étudiée par Mosleh et al. [40]. Lors d'essais sur tribomètre pion/disque, un ensemble de rainures radiales occupant 50 % de la surface frottante avec une profondeur de 100 μm , conduit également à un maintien du niveau de frottement simultanément à une diminution de moitié de l'usure du pion [41]. Pour optimiser le phénomène de piégeage des particules induit par la présence de la texturation, les résultats présentés suggèrent une meilleure efficacité des motifs ayant un volume important pour permettre une capacité de stockage suffisante, et un faible espacement afin de minimiser la taille des particules d'usure émises.

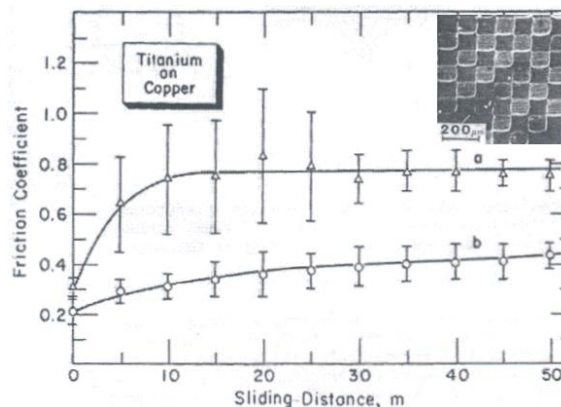


Figure 1-15 - Evolution du coefficient de frottement en fonction de la distance parcourue pour le couple Titane / Acier avec une surface lisse (a) et une surface texturée (b) [39].

Pettersson et al. [22] ont mené des expériences dans une configuration de type sphère (acier)/plan (wafer revêtu soit de TiN ou de DLC par PVD), avec une vitesse de 0,025 m/s (course de 2,5 mm et fréquence de 5 Hz), une pression de Hertz moyenne de 685 MPa (charge de 5 N) correspondant à une taille de contact de 120 μm . L'ensemble des tests sont conduits pendant 1000 cycles. Les textures se présentent sous forme de rayures rectilignes ou de carrés de dimensions 5, 20, 50 μm de côté pour 5 μm de profondeur. Les auteurs constatent que les surfaces texturées revêtues de TiN provoquent une usure importante de la sphère en acier jusqu'à ce que les cavités soient

complètement remplies de débris agglomérés. De la même manière, lorsque la surface est recouverte de DLC, les surfaces lisses se caractérisent par un meilleur comportement en frottement et en usure que les surfaces texturées pour lesquelles le tribofilm formé est moins épais et a une extension spatiale moindre (Figure 1-16).

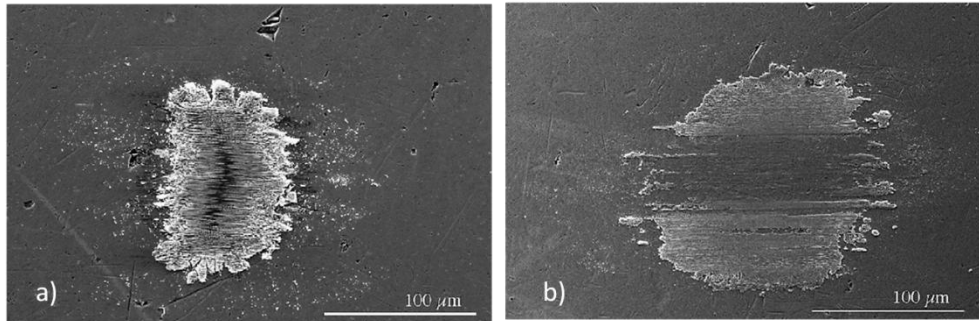


Figure 1-16 - Images MEB de la surface de sphères en acier ayant frotté contre une surface DLC lisse (a) ou une surface DLC texturée b) en frottement sec pendant 1000 cycles [22].

Récemment un certain nombre de chercheurs se sont intéressés à la synergie d'une texturation de surface de type micro cavités de forme hémisphérique couplée à un dépôt de films minces [42-46]. Dans les travaux de Basnyat et al. [42], une surface d'acier (M-50) est recouverte d'un film TiAlCN sur laquelle une gravure ionique est ensuite réalisée pour constituer un réseau de cavités, de diamètre 70 µm, de profondeur 1 µm et de densité 25 %. Sur cette surface texturée, un lubrifiant solide à structure lamellaire de type MoS₂ est déposé de manière à remplir les cavités. Ces surfaces sont capables de s'adapter aux conditions environnementales : le lubrifiant solide fournit à l'interface une alimentation supplémentaire en lubrifiant solide contenu dans les cavités. On parle alors de surfaces composites appelées 'surfaces caméléons' car elles s'activent selon la situation. Dans le cadre de l'article, la durée de vie est augmentée d'un facteur 1,5 comparativement aux dépôts non texturés. La difficulté réside dans les choix des matériaux, de la composition du lubrifiant solide et des paramètres de textures qui constitueront une structure multi couche adaptée.

1.3.2. Frottement en régime Limite (LL)

Pour minimiser l'usure de pièces frottantes, le meilleur moyen consiste à éviter tout contact solide en utilisant le phénomène de portance hydrodynamique qui permet à un liquide en mouvement de séparer les surfaces via la création d'un film visqueux. Pour que ce régime de lubrification dit "hydrodynamique" s'établisse, il est nécessaire que les solides possèdent une vitesse relative supérieure à une valeur seuil, qui dépend essentiellement de la viscosité du fluide, de la charge normale appliquée sur le contact et de la géométrie de ce dernier [47].

Si la vitesse relative des solides est inférieure à ce seuil, le film fluide s'amincit au point que des contacts directs transitoires ou permanents entre les aspérités sont possibles. L'importance de leur contribution au transport de la charge détermine le passage du régime de lubrification mixte au régime de lubrification limite pour lequel la composante visqueuse du coefficient de frottement s'annule. Si la frontière entre les deux régimes de lubrification limite et mixte est nette d'un point de vue théorique, son positionnement expérimentale relève du challenge et la distinction dans les

publications est rarement faite. Il est fréquemment fait allusion à un balayage de paramètres expérimentaux influents sur le contact tels que la vitesse, l'effort normal et la viscosité du lubrifiant. Des transitions éventuelles sont observées mais rarement explicitées. Pour ces raisons, dans la suite de ce paragraphe les régimes mixte/limite ne seront pas différenciés.

De nombreuses définitions de la lubrification limite jalonnent la littérature depuis des années. Dans ce travail, nous retiendrons qu'il s'agit du régime correspondant au cas où les solides frottants sont séparés par un film de lubrifiant dont l'épaisseur moyenne, induite par les conditions opératoires, est plus petite que la hauteur des aspérités des solides. Dans ce cas, malgré la formation de jonctions solides, une partie importante de la charge est supportée par des couches de molécules adsorbées sur les surfaces.

Ce régime apparaît également en présence d'excès de lubrifiant lorsque la charge appliquée entre les solides est importante et la vitesse relative des solides est faible. C'est le cas de tous les mécanismes fonctionnant normalement en régime hydrodynamique lors des périodes transitoires de démarrage et d'arrêt, ou encore lorsque des particules solides s'intercalent dans l'interface de contact, dont l'épaisseur est proche des dimensions de ces particules. Elles peuvent provenir de l'usure des surfaces ou de la pollution de l'extérieur.

Kovalchenko et al. [48] ont publié en 2005 des travaux dans lesquels ils ont comparé des courbes de type Stribeck caractéristiques de surfaces lisses et de diverses surfaces texturées en choisissant des conditions expérimentales permettant de couvrir les régimes de lubrification Limite/Mixte/EHD/HD. Dans cette étude, un contact pion/plan est sollicité dans un domaine de pression variant de 0,16 à 1,6 MPa avec des vitesses de glissement allant de 0,015 m/s à 0,75 m/s. Les cavités réalisées par texturation LASER ont des diamètres de 58 à 78 μm , des profondeurs de 4 à 6,5 μm et des densités surfaciques, définies comme étant le rapport de la surface totale des cavités sur la surface totale, estimées selon les cas testés à 7 %, 12 % et 15 % (Figure 1-17(a)).

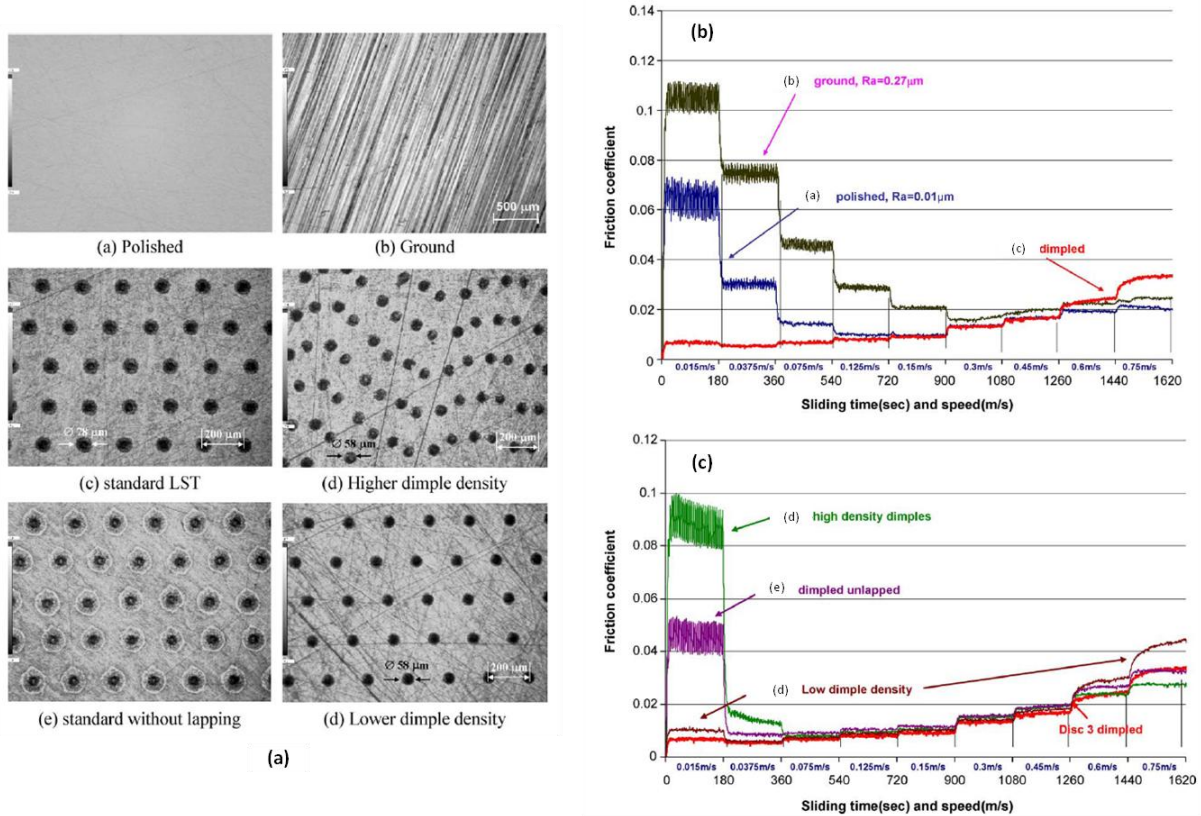


Figure 1-17 - (a) Images en microscopie optique des surfaces lisses et texturées testées par Kovalchenko et al. [48] et évolutions du coefficient de frottement mesurées sur ces dernières (b) et (c), en fonction du temps de glissement et pour les 9 paliers de vitesses examinés.

Les Figure 1-17 (b) et Figure 1-17 (c) montrent notamment que la transition 'classique' du régime de lubrification limite vers le régime Mixte/EHD, a priori due en partie à l'augmentation de la vitesse (traduisant l'émergence d'effets hydrodynamiques), observée pour des surfaces lisses n'apparaît plus avec des surfaces texturées ou en tout état de cause n'est plus détectable dans les conditions opératoires balayées dans ces travaux.

Dans ce type de lubrification, la texturation de surface peut donc jouer un rôle prépondérant en termes de piégeage de particules et/ou sur l'alimentation en lubrifiant. Suh et al. ont étudié le régime limite et ont observé une réduction de près de 30 % du coefficient de frottement pour un contact pion (en acier)/plan (en titane, rainuré transversalement) [49].

Tian et al. [50] ont caractérisé la réponse tribologique de surfaces en titane ondulées obtenues par lithographie dans une configuration de contact de type pin on disk, soit titane 'ondulé'/ 100Cr6, soit titane 'ondulé'/ titane, pour une vitesse de 0,011 m/s et une force normale de 5 N. Différentes formulations de lubrifiants sont testées. Les motifs présentent une largeur allant de 20 à 550 µm et une profondeur de 50 à 800 µm, soit un rapport profondeur sur diamètre variant de 1,45 à 2,5. Les motifs dont les largeurs sont les plus faibles donnent les frottements les plus faibles quel que soit le couple de matériau considéré. En revanche, les données exposées dans l'article ne permettent pas de connaître le taux de couverture surfacique des motifs.

Les travaux de Petterson et al. [51] détaillent l'influence de la texture dans le cas lubrifié. L'objectif de cette étude vise à analyser d'une part l'importance de l'orientation des textures vis-à-vis de la

direction de glissement et d'autre part celle de la taille de contact par rapport à celle des motifs (Figure 1-18). Trois largeurs de rainures et cavités sont testées (5 μm , 10 μm , et 50 μm), pour un taux de couverture fixé à 25 %. La profondeur des motifs est de 5 μm , exception faite des moins larges dont la profondeur est 3,5 μm . Les résultats sont présentés Figure 1-18. Dans ce cas, la texturation de surface conduit à une amélioration substantielle des performances du contact, en supposant qu'elle apporte une source d'alimentation secondaire en lubrifiant. En régime limite suralimenté, le niveau de frottement est insensible à la forme de microtexturation testée, ce qui confirme les conclusions précédentes. Cependant, la tenue mécanique du dépôt de DLC reste intimement liée au choix du réseau texturé.



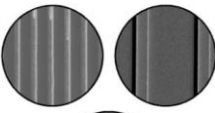
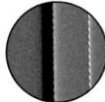
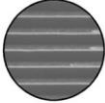
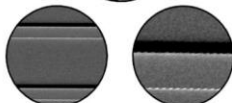
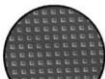



Surface texture (orientation)	Low friction and no measurable wear	High friction and severe wear
Sliding direction of the ball 		
Flat reference		
Grooves (perpendicular to sliding direction)		
Grooves (along sliding direction)		
Square depressions (along sliding direction)		
Square depressions (30° from sliding direction)		

Figure 1-18 - Tableau récapitulant les réponses en frottement de surfaces DLC texturées en contact sous alimenté démontrant l'importance de l'orientation et des tailles textures par rapport à la taille de contact de Hertz, ici de 120 μm [51].

Une étude récente portant sur des surfaces recouvertes de films DLC texturées obtenues selon un processus identique au cas précédent (photolithographie) a été effectuée par Chouquet et al. [52] sur des contacts lubrifiés dont le diamètre hertzien vaut 94 μm . Ceux-ci ont montré également l'impact de la morphologie et de l'organisation des motifs consistant en des cavités hémisphériques de diamètre 65 μm et 7 μm , de profondeurs 1,3 μm et 0,3 μm , avec une densité de 14 %. Les paramètres expérimentaux et les images MEB suggèrent un fonctionnement du contact en régime limite. Dans ces conditions, les surfaces recouvertes des motifs de plus grande taille (65 μm) et les plus profondes (1,3 μm) se distinguent par un niveau de frottement élevé de 0,09 contre 0,07 pour la surface revêtue (DLC) lisse, notée surface de référence (Figure 1-19 et Figure 1-20).

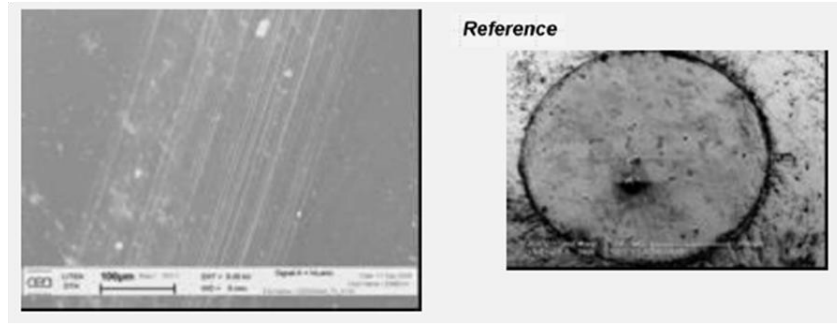


Figure 1-19 - Observation au MEB de la trace de frottement sur la surface dite de référence et du frotteur [52].

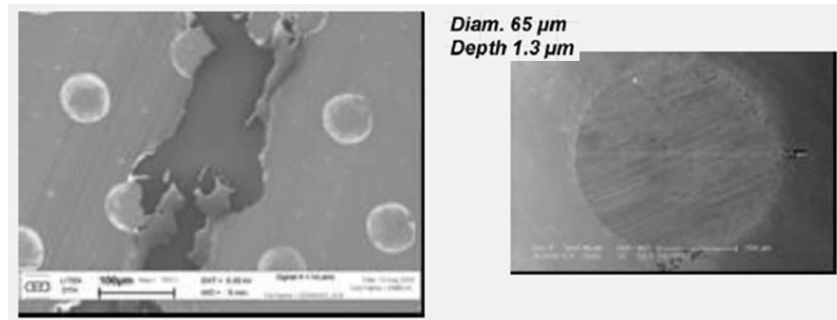


Figure 1-20 - Observation au MEB de la trace de frottement sur la surface texturée de diamètre 65 µm et de profondeur 1,3 µm ainsi que du frotteur [52].

Pour un diamètre maintenu constant et avec une profondeur plus faible (0,3 µm), le frottement reste similaire au cas de référence, alors que pour les textures de diamètre plus faible (7 µm), le frottement abaisse fortement la résistance au frottement (Figure 1-21).

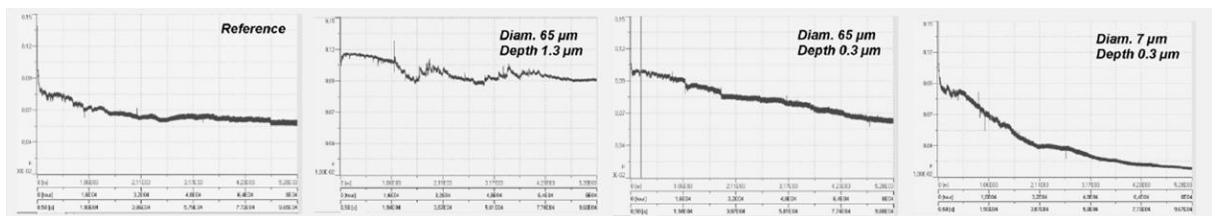


Figure 1-21 - Récapitulatif des courbes de frottement en fonction du temps pour les différentes situations. L'échelle en ordonnée est identique sur chaque graphe pour faciliter la comparaison [52].

En mesurant les densités surfaciques de cavités à partir des images MEB, on peut constater que 44 petits motifs (diamètre 7 µm) sont piégés dans le contact à un instant t. Or les grands motifs (diamètre 65 µm) sont considérés présents statistiquement car la densité est trop grande au vue de la taille de contact (94 µm). A priori, une seule cavité peut passer dans le contact mais rarement dans son intégralité. Ces considérations surfaciques de probabilité de présence d'une texture dans le contact peuvent expliquer les résultats de frottement énoncés ci-dessus.

Les procédés d'obtention des motifs sur les surfaces influent sur leur comportement tribologique, comme l'illustrent les travaux de Nakatsuji [53] qui ont été menés sur deux types de surface : rectifiées puis indentées et indentées puis polies par électrolyse. Elles sont caractérisées par les paramètres statistiques traditionnels de description morphologique des surfaces, à savoir le moment d'ordre 3 et la moyenne de la distribution de hauteur des aspérités, notées respectivement R_{sk} et R_a (Ces paramètres seront illustrés plus longuement dans le chapitre 2). Ceux-ci sont corrélés à des

effets bien distincts dans le cadre d'une expérience sur une géométrie de contact cylindre/cylindre détaillée Figure 1-22.

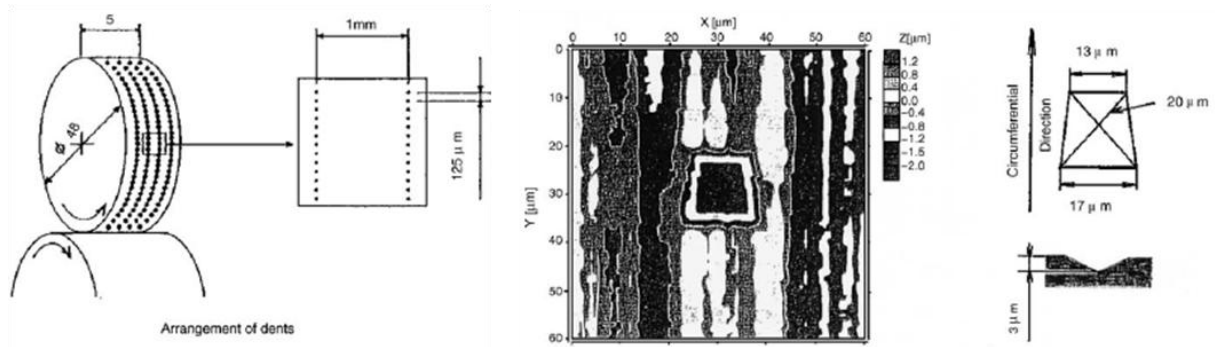


Figure 1-22 - Schéma du dispositif expérimental présentant l'élément texturé et la disposition des motifs [53].

Les valeurs de R_{sk} des différentes surfaces sont représentatives de la répartition de la distribution de hauteurs. Une topographie où des vallées sont présentes est marquée par des valeurs de R_{sk} négatives. Les surfaces dont $R_{sk} < 0$ se révèlent être celles où le coefficient de frottement est le plus bas. Toute chose étant égale par ailleurs, cette même surface induit la plus grande épaisseur de film de lubrifiant interfacial. Les auteurs interprètent ce résultat par un effet réservoir à lubrifiant des motifs. Afin de consolider leur théorie, une analyse numérique 2D est menée. Elle porte sur un contact élastique entre un élément massif lisse et un élément texturé où les motifs sont remplis d'un fluide incompressible. La mise en contact numérique est réalisée statiquement et dans les mêmes conditions que l'expérience. Cette analyse numérique indique que 0,24 % de l'huile piégée serait éjecté du motif.

Dans les travaux de Wakuda [54], deux procédés d'obtention de cavités sont étudiés : Abrasive Jet Machining (AJM) et LASER Beam Machining (LBM). Le premier procédé (AJM) donne une morphologie proche d'une calotte sphérique et le second (LBM) se différencie par des pentes plus élevées en bordure de cavité comme l'indique la Figure 1-23.

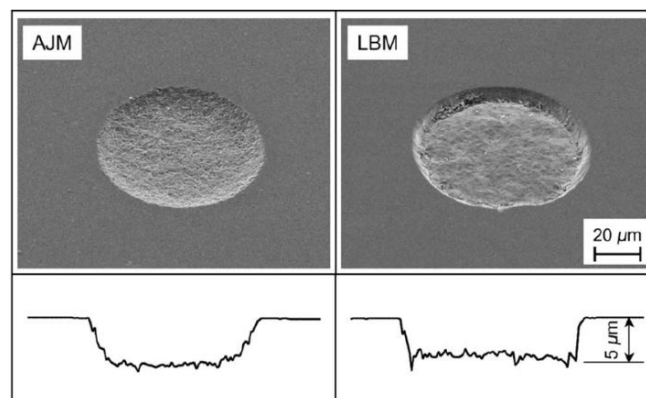


Figure 1-23 - Image MEB et profil de la cavité issue des procédés AJM et LBM [54].

Le protocole expérimental est le suivant : la configuration du contact est de type cylindre / plan, le cylindre est en acier et le plan texturé est en céramique (Si_3N_4), la pression moyenne de contact s'élève à 0,78 GPa, la vitesse varie de 0,012 à 1,2 m/s et le lubrifiant additivé est chauffé à 80°C. Les textures étudiées sont constituées de cavités ayant des diamètres de 40, 80 ou 120 µm, une profondeur de 5 µm, avec un taux de couverture des surfaces respectivement de 7,5, 15 et 30 %.

Cette étude paramétrique conclut que le coefficient de frottement diminue lorsque la taille de contact de Hertz est inférieure à la taille des cavités. Ce résultat va à l'encontre de la majorité des études observées dans la littérature. Cet article est clairement critiqué dans les travaux suivants [51, 55-57] où le contraire est observé : le coefficient de frottement se trouve réduit pour des motifs dont la taille est inférieure à celle de la largeur de contact.

Le processus de modification de la surface peut avoir une influence couvrant plusieurs échelles de topographie. On parle d'effets multi échelles. Dans les articles de Nakatsuji et Wakuda présentés ci-dessus, deux échelles sont traitées : millimètres et micromètres. La qualité au sens de la sensibilité sur une décade dans l'exemple considéré, repose sur les moyens d'essais mis à disposition : tant au niveau des dispositifs métrologiques qu'au niveau des dispositifs tribologiques. Les résultats très inattendus exposés dans l'article de Wakuda confirment la difficulté de la problématique.

Krupka et Hartl se sont intéressés au comportement tribologique, en régime mixte, de surfaces texturées obtenues par indentation (déformation plastique à l'aide d'un indenteur de Rockwell). L'utilisation de l'interférométrie à ondes multiples pratiquée sur un disque revêtu d'une couche de Cr semi réfléchissante en contact avec une sphère en acier a permis aux auteurs d'observer une résistance à l'usure accrue pour des motifs avec une géométrie très spécifique (profondeur 0,2 à 0,3 μm et diamètre inférieur à 10 μm) [58] (Figure 1-24). Des traces d'usure sont visibles après test, soit sur les surfaces lisses, soit dans les zones 'entre les motifs' sur les surfaces texturées. Cet effet est expliqué par la réduction des interactions aspérités - aspérités des surfaces frottantes texturées. Ce point avancé par les auteurs est discutable en raison de l'état de surface des sphères. On observe de nombreuses traces provenant de l'étape de polissage par abrasion. De plus, très peu de renseignements sont données concernant le minima de profondeur, de taille et de densité des motifs à l'issu des manipulations.

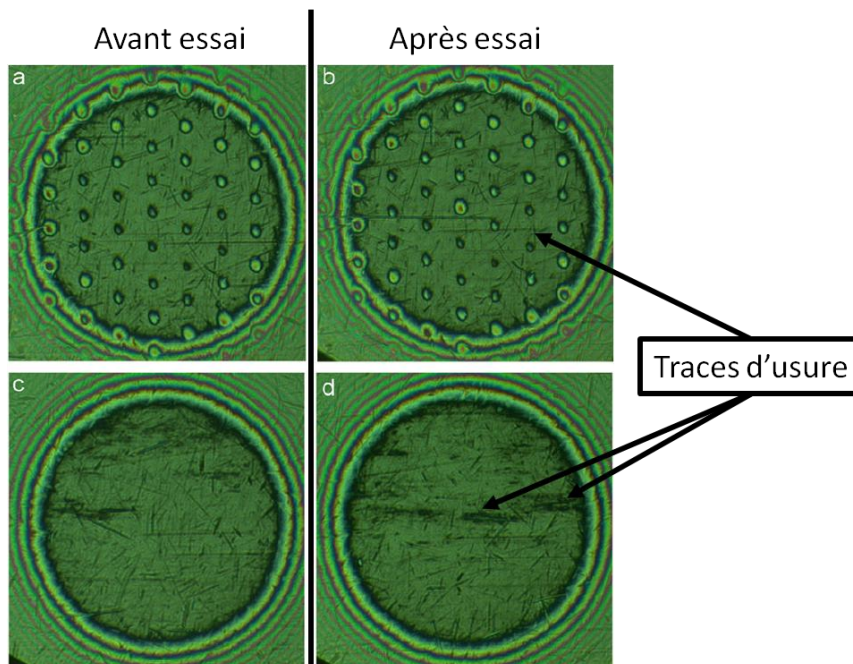


Figure 1-24 - Interférogrammes de contacts sphère / plan de rayon 0,162 mm montrant la surface texturée avant frottement a) et après frottement b) et idem pour la surface lisse avant frottement c) et après frottement d) [57].

D'autres travaux concernant l'étude d'une surface texturée réalisée par indentation ont été effectués par Pawlus et al. [59-62]. Il s'agit de motifs à une autre échelle, les réservoirs à lubrifiants étant de tailles millimétriques (Figure 1-25). Koszela [61] détermine un ratio optimal de densité surfacique texturée de l'ordre de 26 % (motifs de diamètre de 1050 μm et de profondeur de 115 μm sur une surface en acier) permettant une diminution de 27 % de l'usure en comparaison à des surfaces lisses sollicitées dans les conditions tribologiques similaires. Ce ratio ne doit pas être plus grand en raison de l'augmentation de la pression ce qui conduirait à amplifier l'usure des surfaces. La même étude est conduite en changeant de matériau (bronze). La densité surfacique présentant le taux d'usure le plus faible est de 26 % et ne varierait donc pas selon le matériau utilisé, acier ou bronze.

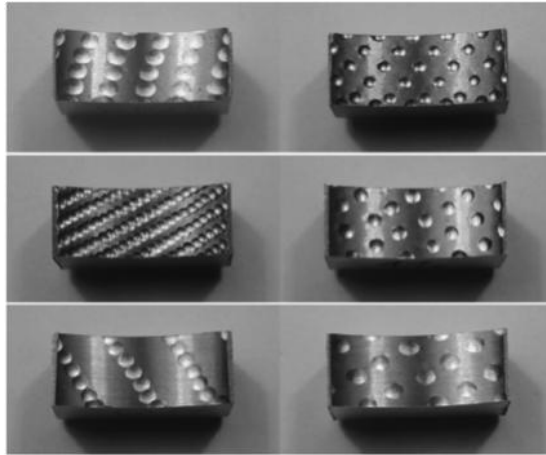


Figure 1-25 - Illustration des échantillons texturés par déformation plastique [61] (les diamètres des motifs sont 1050 μm et 1550 μm pour des profondeurs allant de 45 à 115 μm).

Dans les travaux [60, 61], les éléments texturés sont fixes ; dans l'étude suivante [62], la surface texturée est en mouvement et en acier (Figure 1-26 (a)). Pawlus préconise dans ce cas une morphologie circulaire - Figure 1-26 (b) - et non en forme de goutte - Figure 1-26 (c)- ainsi qu'un ratio de densité surfacique de 12,5 % pour minimiser le taux d'usure. Pawlus proposent une corrélation entre les courbes d'Abbott-Firestone, qui quantifient la capacité d'une surface à porter la surface antagoniste et à retenir le lubrifiant, et les évolutions respectives du comportement tribologique des différentes surfaces texturées. Nous reviendrons plus précisément sur la courbe d'Abbott Firestone au chapitre 2.

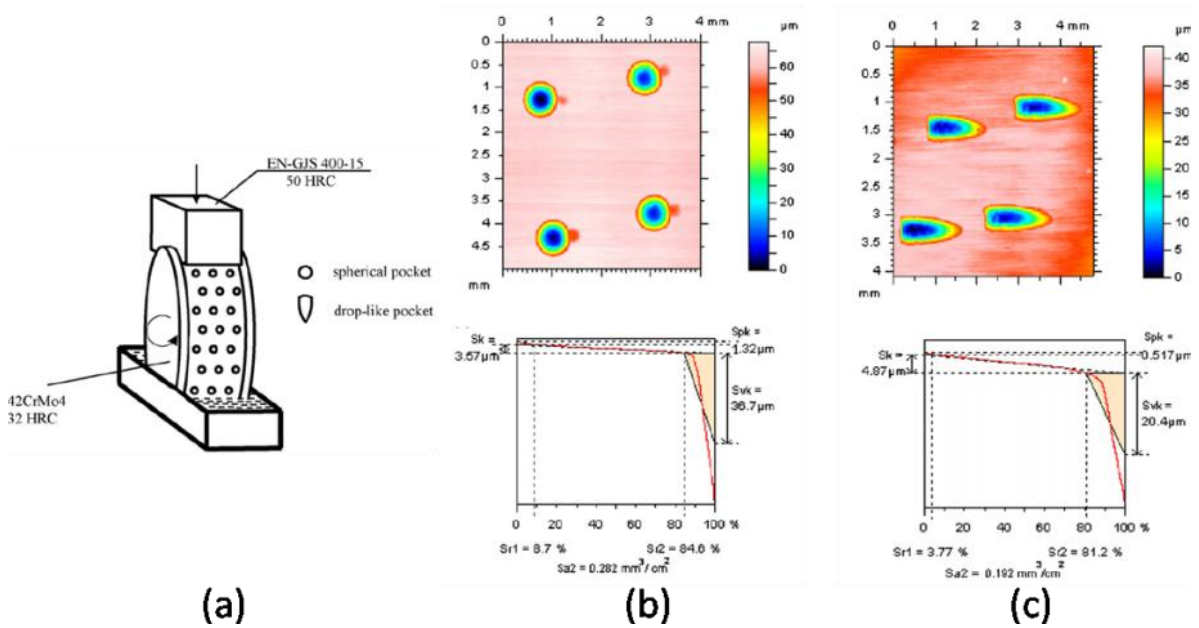


Figure 1-26 - a) Schéma explicatif du montage expérimental de type 'block on ring' et images topographiques des cavités circulaires b) et de celles en forme de gouttes c) avec respectivement les courbes de portance associées [62].

La transposition de la texturation de la surface fixe vers la surface mobile entraîne une variation de l'optimum du ratio surfacique de 26 % à 12,5 % ce qui peut être expliqué par la variation de la longueur cinématique de contact. En effet pour une texture mobile, l'interface voit la même texture glisser sur toute la longueur de contact.

Des travaux complémentaires menés sur des surfaces texturées par LASER nanoseconde [63] ont renforcé l'hypothèse du rôle fondamental de la densité de motifs circulaires sur le frottement, dans le cadre de la lubrification limite. L'organisation de la texture est hexagonale et l'estimation de la densité de surface texturée est expliquée Figure 1-27 a). L'expérience tribologique est effectuée sur un contact cylindre / plan portant une charge de 25 N. Le cylindre est animé d'un mouvement alternatif à la vitesse moyenne de 0.1 m/s. L'eau distillée est utilisée comme lubrifiant et la texturation est réalisée sur la surface du cylindre sous la forme de cavités de diamètre 65 μm et de profondeur 10 μm. Les résultats obtenus sont présentés Figure 1-27 b) et c). Quel que soit le couple de matériaux considéré, la densité de textures générant le moins de frottement est du même ordre de grandeur : l'optimum est de 50 % pour le couple 100Cr6/100Cr6 et 55 % pour 100Cr6/Al₂O₃.

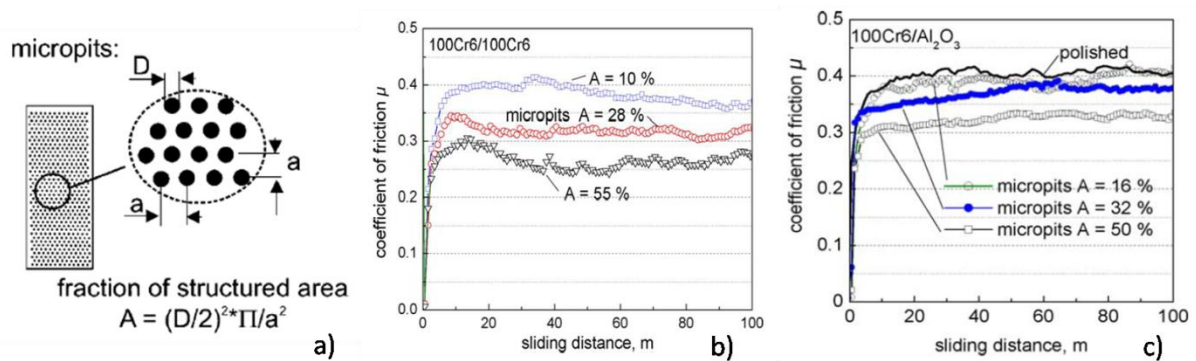


Figure 1-27 - Schéma explicatif de la fraction surfacique de texture a) et évolutions du coefficient de frottement mesurées avec le couple de matériaux 100Cr6/100Cr6 b) et le couple 100Cr6/Al₂O₃ c), montrant l'influence du taux de couverture des cavités [63].

En considérant les résultats de Pawlus et Schreck [62, 63], il apparaît que le ratio de densité surfacique ne dépend pas du matériau. Cependant, le taux de couverture surfacique de texture est drastiquement différent 50/55 % contre 12,5 %. Dans les deux cas, la surface texturée est mobile mais les géométries sont différentes, les dimensions des textures ne sont pas du même ordre de grandeur, le ratio profondeur / diamètre est différent : 0,18 et 0,067, et les tailles de contact varient de près d'une décade. Bien que ces deux exemples traitent bien de lubrification limite, ils sont distincts sur le plan géométrique. Un facteur d'échelle semble exister mais est difficilement quantifiable à partir des informations disponibles.

1.3.3. Frottement en régime ElastoHydroDynamique (EHD)

La théorie du régime ElastoHydroDynamique (EHD) s'appuie sur 4 phénomènes :

- l'écoulement de films minces visqueux décrit par l'équation de Reynolds,
- la déformation élastique des surfaces,
- la piézo-viscosité,
- la compressibilité du lubrifiant.

Ces derniers sont nécessaires pour formuler analytiquement ou numériquement une expression satisfaisante estimant une épaisseur de lubrifiant en fonction des propriétés physiques des solides, des lubrifiants et des conditions hydrodynamiques. Ceci est vrai pour des contacts suralimentés, pour lesquels l'épaisseur de film lubrifiant au centre du contact est indépendante du volume de lubrifiant situé dans son entrée. Ce phénomène a été mis évidence et analysé notamment par Wedeven [64] en 1971.

L'impact de la texturation de surface sur la formation du film lubrifiant en régime élastohydrodynamique a été étudié par Mourier et al [24, 65] avec l'objectif d'augmenter la durée de vie de contacts came/linguet dans des moteurs de compétition. Dans ce travail, les microcavités sont usinées à la surface d'une bille en acier (AISI 52100) par un processus LASER femtoseconde. Le passage d'une microgéométrie dans un contact plan/sphère - plan en silice recouvert d'une couche de chrome semi-réfléchissante - provoque une surépaisseur de film locale qui dépend des dimensions de la cavité et du taux de glissement introduit dans l'interface (Figure 1-28). Ce phénomène sera plus amplement décrit et discuté dans la suite du mémoire. Il est à noter que cette étude de Mourier ainsi que la suivante de Krupka présentée ci-après, ne traite de l'impact de la texturation que sur la distribution d'épaisseur de lubrifiant et non sur le coefficient de frottement.

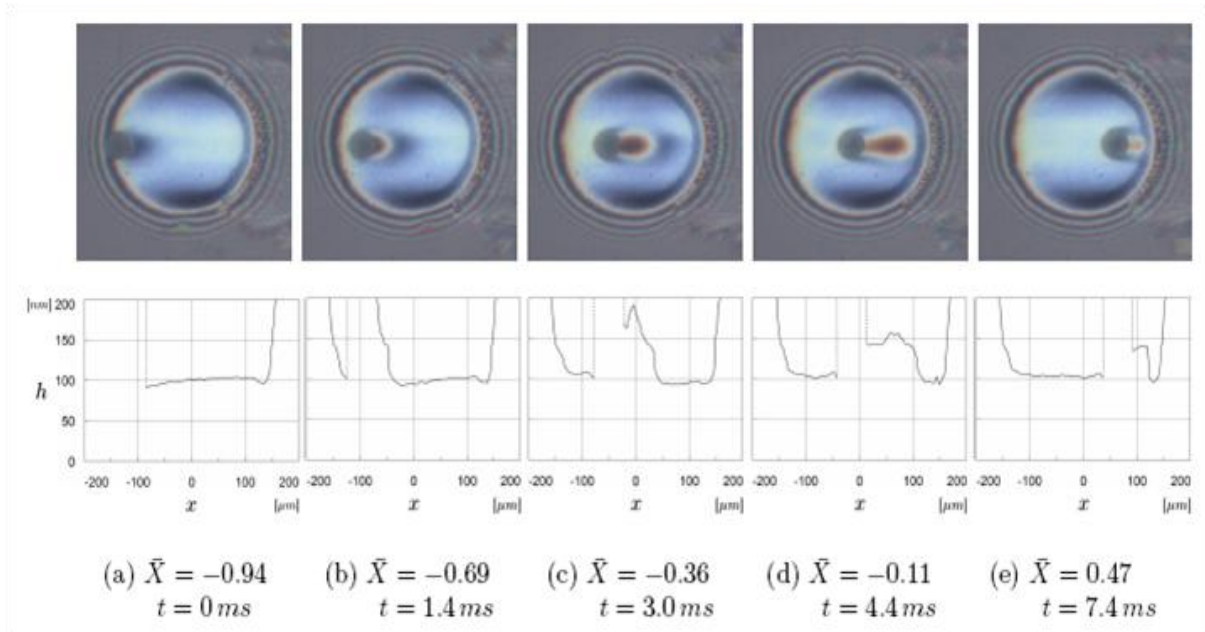


Figure 1-28 - Interférogrammes de contacts EHD montrant le passage d'une microcavité (diamètre = 56 μm , profondeur = 0,18 μm) dans un contact en roulement - glissement (vitesse d'entraînement = 0,05 m/s, ratio roulement/glissement = - 1), soumis à pression maximale hertzienne de 0,38 GPa. L'interface est lubrifiée par une base minérale ayant une viscosité à température ambiante de 0,25 Pa.s. A chacune des images est associée les profils d'épaisseurs instantanés mesurés par interférométrie [24].

Une démarche analogue a été conduite par Krupka et al. [66] pour caractériser l'influence d'un réseau de textures obtenues par indentation sur la distribution d'épaisseur du film élastohydrodynamique. Dans ce travail, les indents ont des profondeurs comprises entre 0,4 et 1,3 μm avec des diamètres variant de 90 à 120 μm . Les observations concordent avec celles de Mourier, et révèlent également une augmentation de l'épaisseur du film lubrifiant localisée en aval de la cavité et produite seulement en présence de glissement. La profondeur du micro-motif est un paramètre contrôlant au premier ordre la génération de la portance. Les expérimentations soulignent aussi l'importance du taux de glissement interfacial via non seulement le cisaillement du fluide mais aussi et surtout via les cinématiques induites associées aux vitesses de la surface dite 'lisse' et de la surface texturée. Ces effets sont traduits par la valeur du ratio roulement/glissement, noté Σ , défini ci-dessous, et dont le signe traduit la vitesse des solides (sphère ou disque) la plus rapide : par convention Σ est positif lorsque la surface lisse a une vitesse supérieure à celle de la surface texturée.

$$\Sigma = \frac{V_{\text{lisse}} - V_{\text{texture}}}{V_{\text{lisse}} + V_{\text{texture}}}$$

Les créations de portance supplémentaire en aval des motifs sont renforcées pour un ratio roulement/glissement positif et des cavités de profondeurs sub-micrométriques. Ce dernier point est illustré sur la Figure 1-29 qui résume des mesures d'épaisseurs de films lubrifiants effectuées sur des surfaces texturées puis polies ce qui permet de diminuer les profondeurs des cavités et de modifier leurs diamètres. Ces résultats confirment ceux obtenus préalablement par Mourier. Par ailleurs, il est montré que plus le taux de cisaillement à l'interface augmente, plus la poche de lubrifiant éjectée de la micro-cavité va être allongée spatialement dans le sens du glissement [67].

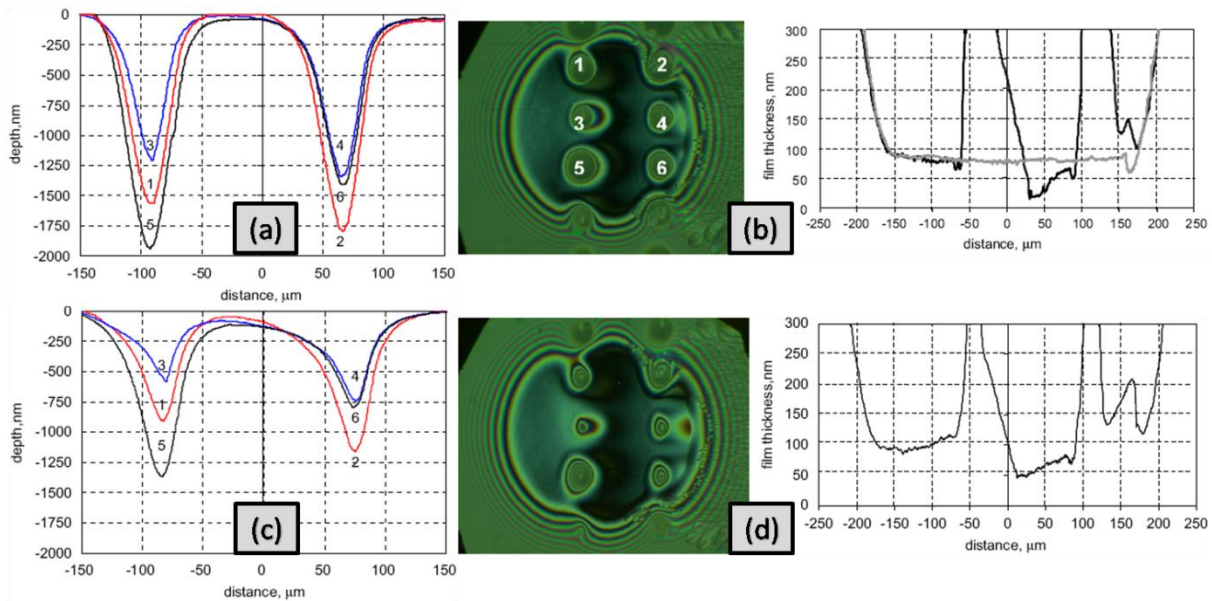


Figure 1-29 - Influence de la morphologie d'indents sur la distribution d'épaisseur. Les interférogammes et les profils d'épaisseur de lubrifiant associés (b) et (d) sont mesurés respectivement sur des réseaux d'indents bruts (a) et polis (c) [66]. La surépaisseur de lubrifiant générée en sortie de cavité est plus grande avec une profondeur d'indent plus faible. Elle vaut 20 nm pour une cavité profonde de 1,18 μm et 49 nm lorsque la cavité est profonde de 0,56 μm .

La géométrie de textures micrométriques et le mouvement relatif des surfaces en contact peuvent affecter les performances d'une interface en lubrification EHD. Les auteurs [68] recherchent les effets de la forme de la texture et du mouvement sur la formation du lubrifiant grâce à des textures et un modèle générés numériquement. La géométrie interne des microtextures et le mouvement des surfaces en contact peuvent affecter la performance de la lubrification EHD de l'interface. Les textures sont positionnées dans une configuration triangulaire de même densité. La lubrification des surfaces texturées sont testées suivant trois cas : la surface texturée en mouvement, surface non texturée en mouvement et les deux surfaces en mouvement. Les conclusions indiquent que les textures de forme T3 (Figure 1-30) positionnées sur la surface dont le mouvement est le plus rapide offrent l'épaisseur de film la plus grande.

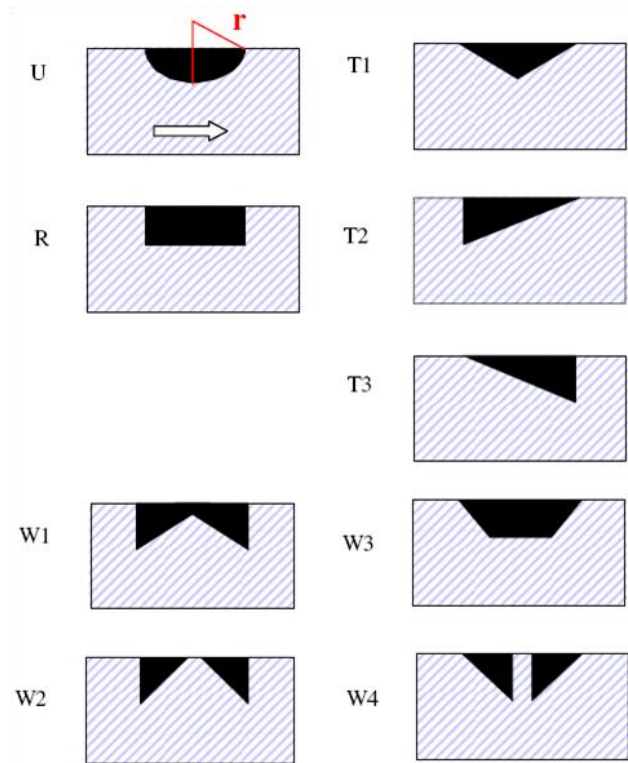


Figure 1-30 - Forme des textures étudiées dans le modèle numérique proposé par Nanbu et al. [68]. La flèche indique la direction de mouvement des surfaces texturées.

U, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur = 95 x 450 x 700 x 3;

R, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur = 95 x 450 x 700 x 3;

T, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur = 95 x 450 x 700 x 3;

W1 et W3, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur = 95 x 450 x 700 x 3;

W2 et W4, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur (180–185) x 450 x 700 x 3.

Les dimensions sont en micromètres. La distance du sommet du triangle intérieur à la surface de W1 est 1 μm , et largeur inférieure de W3 est 85 μm .

Les résultats, Figure 1-31 a), suggèrent que le coin divergent et celui tranchant causent une chute de pression. La comparaison parmi les courbes de pression des formes U, R, et T1 indique que plus le bord est pointu, plus la chute de pression est élevée, et la même comparaison entre les formes T1 et T2 indique que plus le coin divergent est long, plus la chute de pression est élevée. Cependant, si la zone de chute de pression est immédiatement suivie d'une zone de forte augmentation de pression, telle qu'une forme de type patin à marche ou de type effet coin d'huile, la récupération de pression peut rapidement se produire, et l'amélioration de la micro-lubrification peut être couplée de l'effet EHD. La Figure 1-31 b) récapitule les mécanismes d'amélioration de microfilm de lubrifiant dans les textures de R, de T1, de T3, de W2, et de W4. Apparemment, les formes W2 et W4 couplent les effets de micro-coin et de micro-marche. Elles sont symétriques géométriquement sans préférence de direction du mouvement, ce qui est avantageux dans la conception de composants et de pièces exigeant des mouvements d'aller-retour.

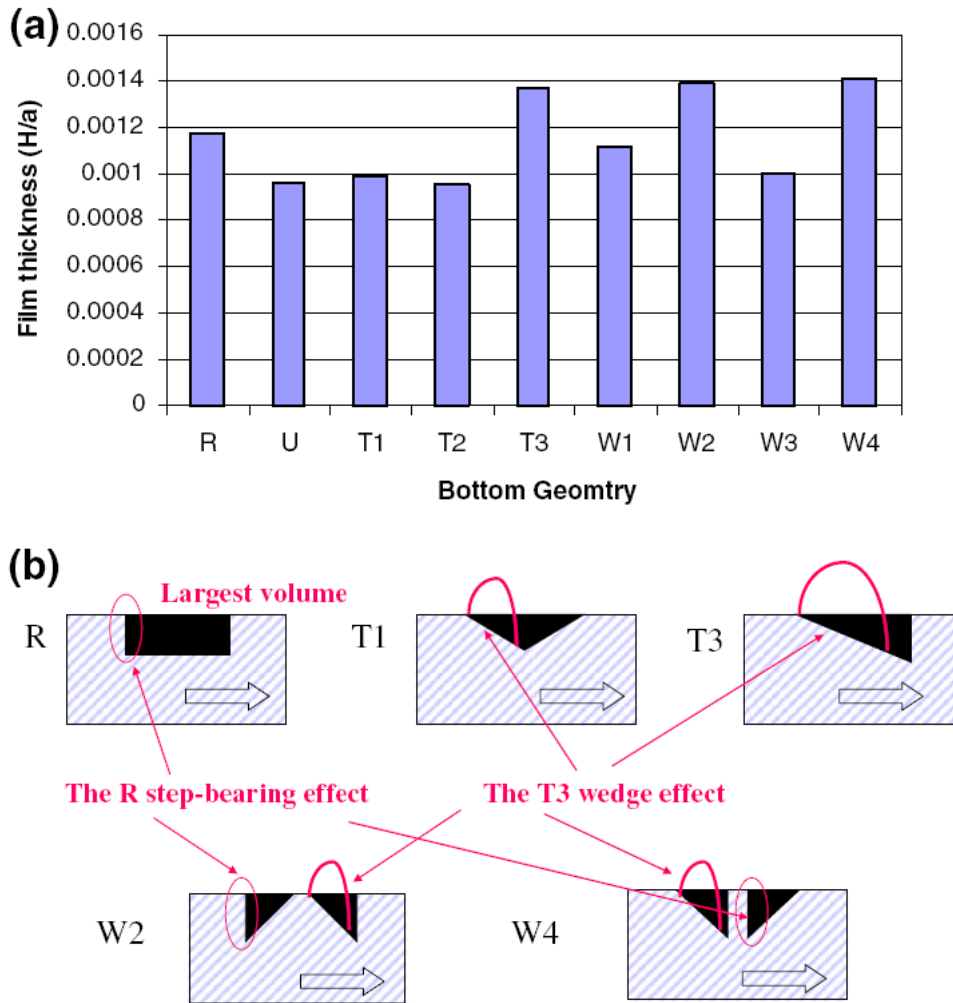


Figure 1-31 - Comparaison des épaisseurs centrales du film lubrifiant obtenu en aval de différentes formes internes de motifs (a) et illustration des différents motifs testés et mécanismes de lubrification (b) [68].

La vitesse de roulement contrôle l'épaisseur de film tandis que la vitesse de glissement détermine l'importance de l'effet de la texturation sur l'épaisseur de film. D'après les auteurs, une vitesse supérieure de la surface texturée devrait apporter un écoulement additionnel dans l'interface et aurait pour conséquence l'augmentation de l'épaisseur de film.

1.3.4. Frottement en régime Hydrodynamique (HD)

Historiquement les recherches portant sur le rôle d'une texturation de surface dans ce type de régime ont commencé en 1966 avec Hamilton et al. [69]. Ces derniers ont étudié des motifs tels que des micro-aspérités obtenues par déformation mécanique et ont prouvé la possibilité de modifier et de générer la portance hydrodynamique au sein du film d'huile formé à l'interface d'un contact plan / plan. Depuis, des études plus récentes telles que celles reportées dans l'article de Zum Gahr [70] ont montré l'influence de la forme et de la densité de motifs à l'interface.

La nomenclature est la suivante : CH correspond aux textures de type rainures et fait référence à 'Crossed microChannels'. Le chiffre qui suit est le taux de couverture surfacique. CD correspond à 'Circular microDimples'. La profondeur est de 10 μm et la largeur est de 100 μm pour les textures CD et CH. La forme des motifs est étudiée en Figure 1-32 a) et l'effet sur la friction est constaté sur la mesure de l'épaisseur de lubrifiant à l'interface. Une forme circulaire est bénéfique au glissement des surfaces. Tandis qu'en c), l'impact du taux de couverture surfacique sur le frottement est étudié. Un taux de couverture élevé (CH75) provoque la consommation du lubrifiant présent à l'interface et conduit à l'augmentation du coefficient de frottement autour d'une valeur de 0.1. Ce résultat fournit ainsi un ordre de grandeur sur la limite de portance de la surface.

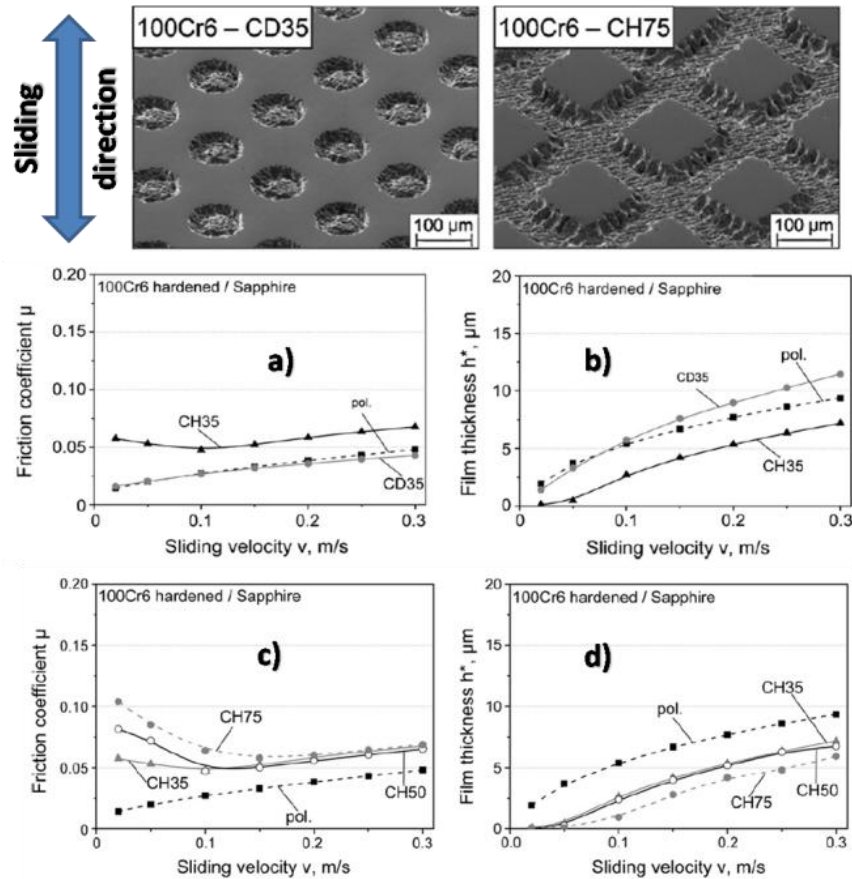


Figure 1-32 - Image MEB de surfaces texturées par des cavités sphériques et de réseaux de rainures et évolutions correspondantes du frottement et de l'épaisseur de film de lubrifiant en fonction de la vitesse [70].

Etsion et al. [71] ont introduit le concept de texturation partielle sur la surface de joints d'étanchéité. Dans ce cas, seule la partie externe est traitée par LASER. Aucun détail n'est fourni sur la technologie du LASER. La Figure 1-33 illustre le type de texturation considérée pour le modèle analytique et effectuée pour l'expérience. Le modèle analytique repose sur la résolution de l'équation de Reynolds avec des conditions aux limites particulières. Une étude paramétrique est réalisée d'optimiser les variables dimensionnelles de la texturation. Etsion retient ainsi une densité de motifs de 55 %, un ratio profondeur sur diamètre de la texture de 0.1 et un ratio de surface texturée de 0.6. Les motifs sont circulaires de diamètre 60 μm et de profondeur 6 μm .

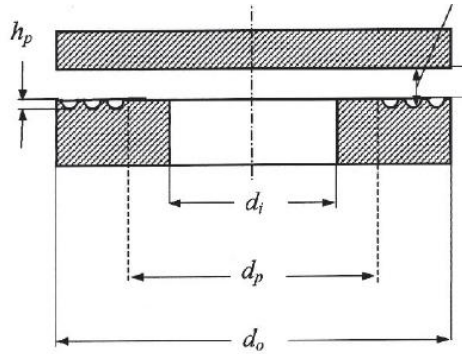


Figure 1-33 - Schéma de principe de texturation partielle sur la surface d'un joint. h_p est la profondeur des motifs, d_i est le diamètre intérieur, d_p et d_o permettent de définir la zone de texturation partielle [71].

Dans cette configuration d'essai, le couple de frottement en surface texturée est plus faible et il est possible de travailler à des pressions plus élevées (Figure 1-34). La réduction est de l'ordre de 45 %. La force normale n'est pas spécifiée, il n'est pas possible de calculer un coefficient de frottement est donc d'estimer si le régime hydrodynamique a bien lieu.

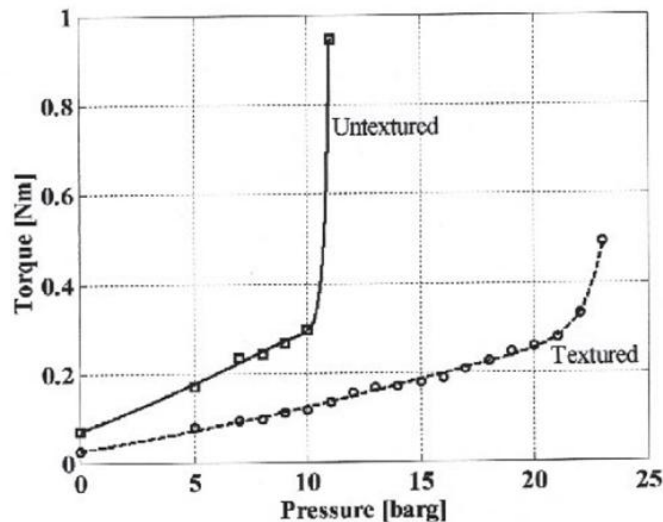


Figure 1-34 - Evolutions du couple de frottement en fonction de la pression pour une surface lisse et une surface texturée. Diamètre 60 μm , profondeur 6 μm et ratio de surface texturée 55 % [71].

Une étude similaire est réalisée par la même équipe de recherche [72] où une texturation LASER est appliquée aux paliers hydrodynamiques à faces parallèles dans une configuration soit complète soit partielle afin de comparer leurs effets. Ces travaux sont effectués uniquement de manière analytique. L'existence d'une géométrie optimale est montrée. Elle s'appuie sur :

- une texturation partielle de la surface,
- une texturation totale de la surface.

Les auteurs parlent d'« un effet collectif du micro-motif ». Cela signifie que la texturation partielle repose sur des effets cumulés des paramètres suivants :

- l'espace moyen des motifs,
- la vitesse,
- le gradient de pression,

- la direction.

Ainsi les perturbations dues à un motif se propagent à son motif voisin. Alors que la texturation totale se traduit par un « effet individuel du micro-motif ». Il s'agit d'un effet local de cavitation créant une portance supplémentaire. Ce type de configuration n'est pas utile lorsqu'il s'agit de paliers de butée de grande capacité de charge. Par contre, pour des paliers lisses de petite taille cette disposition est bénéfique et la densité de motifs optimale est de 13 %. L'explication avancée repose sur des micro-fuites importantes pour des petits paliers à texturation partielle réduisant ainsi la capacité de charge. Le taux optimal de texturation de la surface est de 0,6 pour les paliers de grande capacité de charge.

1.3.5. Frottement en segmentation

Dans ce dernier paragraphe, sont exposés les travaux de texturation de surfaces appliqués à la segmentation. Les auteurs traitent le sujet avec des approches analytiques, numériques et expérimentales dans des régimes variés de lubrification.

Le comportement tribologique d'un contact glissant lubrifié, est régi, outre la pression de contact (pression moyenne et la distribution locale) d'une part par le temps de contact (paramètre temporel) et d'autre part par la longueur glissée (paramètre spatial), liés entre eux par la vitesse de glissement (conditions cinématiques). Si cette dernière est faible, le régime limite gouverné par les propriétés physiques et chimiques des surfaces, s'établit. Lorsqu'elle augmente, à pression de contact constante, l'écoulement visqueux du lubrifiant est suffisant pour produire une portance hydrodynamique et un film qui sépare progressivement puis complètement les solides en mouvement : le contact est ainsi lubrifié en régime mixte puis en régime ElastoHydroDynamique (EHD) ou Hydrodynamique (HD) selon le niveau de la pression de contact. Il faut tenir compte alors de la viscosité du lubrifiant qui va jouer un rôle clé dans le positionnement des frontières des régimes de lubrification cités ci-dessus.

Ainsi la courbe de Stribeck traditionnellement utilisée pour décrire ces différents modes de lubrification ne met pas en évidence le couplage des échelles spatiale et temporelle dans les mécanismes promoteurs des films lubrifiants :

- les échelles spatiales sont évoquées au sens où toutes les dimensions sont impliquées de la taille de contact, aux conditions expérimentales jusqu'à la rugosité des surfaces. Ce dernier point sur la rugosité a été étudié dans le cas de la micro rugosité et notamment son orientation selon des approches stochastiques et déterministes [73-76] en lubrification EHD et HD.
- les échelles temporelles regroupent les conditions expérimentales avec des états stationnaires, ou transitoires. On peut citer également le cas d'un obstacle placé dans la zone de contact. Le temps de parcourt du fluide passant à coté de l'obstacle et celui passant sur l'obstacle sera différent.

Ces aspects prennent toute leur signification lorsqu'il est nécessaire de mettre en parallèle morphologie de surface, frottement et rhéologie interfaciale comme il convient de le faire lorsque

l'on cherche à comprendre les phénomènes fondamentaux impliqués dans la tribologie des surfaces texturées.

Dans la littérature relative à la modification de surface multi-échelle et multi-processus, l'idée fondatrice est de modifier les processus physiques à l'origine du glissement interfacial pour contrôler la friction et/ou la durabilité. Atteindre cet objectif impose une approche transverse qui englobe la diversité des matériaux, des conditions environnementales, cinématiques et mécaniques, des lubrifiants, de texturations de surface (par leur mode d'obtention, leur géométrie et leur organisation), des types de tribomètres (configuration de contact, incidence de la conception mécanique, protocoles expérimentaux). C'est ce parti qui sera pris dans ce dernier paragraphe de l'étude bibliographique.

De plus, en raison de l'abondance des articles récemment publiés, l'analyse critique de l'état de l'art qui suit est basée sur les travaux les plus significatifs et les plus pertinents classifiés selon les régimes de lubrification. Pour illustrer l'acuité du sujet, la Figure 1-35 montre les différentes contributions de la communauté scientifique sur la texturation en tribologie.

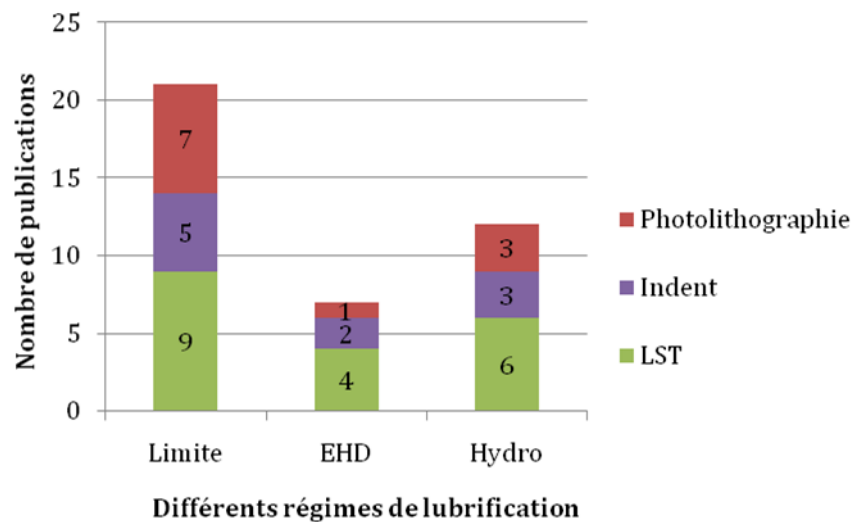


Figure 1-35 - Aperçu non exhaustif de l'état des publications en fonction des régimes de lubrification et des techniques de texturation de 1970 à 2010.

En 2001, Ronen et al. [77] présentent un modèle résolvant simultanément les équations de Reynolds et du mouvement pour un système piston/cylindre simplifié. Une texturation complète des segments est appliquée. L'impact des paramètres caractéristiques tels que le diamètre, la profondeur, le nombre de motifs est analysé. L'étude paramétrique montre que pour que le frottement soit le plus faible, l'optimum du ratio profondeur sur diamètre est proche de 0,1. Les travaux de Etsion [71] précédemment présentés dans le régime hydrodynamique dans le cas de paliers s'appuient sur la même approche que l'étude de Ronen. Ryk et al. [78] procèdent à une confrontation entre le modèle proposé par Ronen et l'expérience. Les paramètres de textures offrant une réduction du frottement sont un diamètre de microcavités de l'ordre de 100 μm , une profondeur de 10 μm et une densité de 12 %. Ils retrouvent une bonne corrélation avec le modèle de Ronen sur deux configurations de contact : plan/plan et segment/chemise. Les conditions tribologiques sont limitées à des faibles pressions (quelques mégapascals) et des vitesses élevées (vitesse moyenne annoncée de 5 m/s) caractéristiques du régime hydrodynamique. Dans la configuration plan/plan, la vitesse est

incrémentée de 500 tr/min jusqu'à 1300 tr/min. La pression de travail est de 0,5 MPa. Une réduction du frottement s'élevant jusqu'à 30 % est mesurée pour les paramètres de motifs cités plus haut pour une vitesse de 1000 tr/min (Figure 1-36). Cependant, les observations sont faites à partir de valeurs moyennes de force de frottement et aucune valeur de coefficient de frottement, ni de force normale ne sont données.

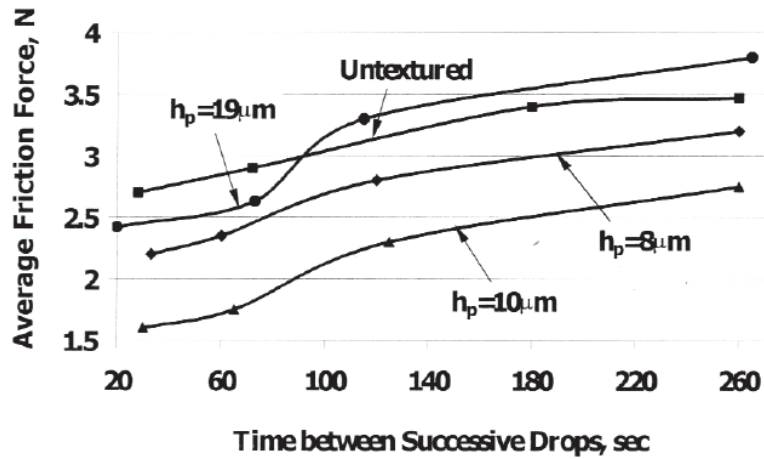


Figure 1-36 - Forces de frottement moyennes pour différentes profondeurs de cavités (de 8 μm à 19 μm) en fonction du débit de lubrification. Cas sur alimenté à sous alimenté. Gamme de température 65 à 75 °C. Huile moteur de viscosité dynamique à 0,113 Pa.s à 40 °C et 0,0123 Pa.s à 100 °C [78].

L'influence de l'alimentation du contact est liée à la profondeur des textures, à une vitesse donnée (900 tr/min). Lorsque l'interface est bien alimentée en lubrifiant, valeurs faibles en abscisse, les cavités les plus profondes ont un comportement tribologique meilleur que la surface non texturée. Ensuite, le frottement est plus élevé lorsque les conditions de lubrification sont plus sévères. Ce résultat montre que la quantité d'huile présente à l'interface est fortement liée aux profondeurs des textures, et donc à la capacité de rétention en lubrifiant de la surface texturée.

En 2005, apparaissent les travaux présentant l'application de la texturation de surface sur la segmentation. Il s'agit de texturation dite partielle (Partial LST) qui se différencie de la texturation totale (Full LST). Kligerman [79] propose le modèle de Ronen adapté pour l'étude de la texturation partielle. Les paramètres de test sont la largeur ' B_p ' des textures, le positionnement global des textures par rapport à la surface totale ' W^* ' et les paramètres géométriques des textures (diamètre et profondeur). Le coefficient de frottement est diminué pour une texturation de 50 % de la surface positionnée symétriquement sur les extrémités de l'échantillon (Figure 1-37) et avec le ratio profondeur sur diamètre de l'ordre de 0,1.

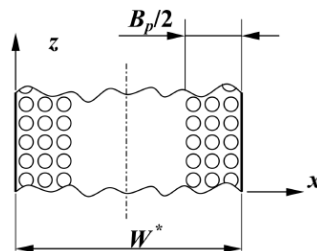


Figure 1-37 - Schéma de la texturation partielle proposé par Kligerman [79].

Ryk et Etsion [80] testent cette solution sur le même dispositif expérimental présenté précédemment. Deux formes de segments sont considérées :

- des segments avec un bombé pour référence (non texturés),
- des segments avec une forme cylindrique (texturés).

Les textures sont de profondeur 7,5 μm , de diamètre 72 μm et la densité est de 50 %. Les conditions expérimentales sont une pression de contact de 0,2 MPa, et une gamme de vitesse entre 500 et 1200 tr/min à une température entre 65 et 75 °C. Les résultats théoriques sont confirmés : 25 % de réduction du frottement est observée. De plus, des essais sur banc moteur sont menés. Aucun gain de réduction du frottement n'est noté. L'hypothèse avancée repose sur le fait que le bombé des segments en forme de tonneau masque l'effet de portance due la texturation.

Dans l'ensemble de ces études, les modèles théoriques proposés sont basés sur des systèmes mécaniques à faces parallèles, ce qui n'est pas le cas pour un segment. Par ailleurs, l'équation de Reynolds est utilisée dans sa version classique qui n'intègre pas les éventuels phénomènes de sous-alimentation fréquents dans les contacts réels. Enfin, le volet expérimental se concentre essentiellement sur le régime hydrodynamique qui ne représente qu'un point de fonctionnement particulier de l'ensemble SPC soumis à tous les régimes de lubrification au cours d'un cycle moteur.

1.4. Synthèse et Conclusion du chapitre 1

Le diptyque Caractérisation - Fonction sur lequel s'est structurée la revue bibliographique a permis de tracer un fil conducteur dans l'abondante littérature concernant la texturation de surfaces en tribologie. Ainsi, divers procédés d'obtention et/ou de modification d'état de surface/rugosité impliquent chacun différents effets multi-échelles sur le plan morphologique mais aussi sur la physique des mécanismes.

La cinquantaine d'articles récapitulés englobe une diversité conséquente de processus, de techniques de contrôles et de fonctions recherchées. Chaque processus impacte d'une manière propre le matériau en induisant notamment une morphologie particulière. Cette morphologie a une incidence directe sur le comportement tribologique associé, mesurable ou non par le banc d'essai. Dans le cas des travaux présentés, ce comportement tribologique qui correspond à la fonction testée, est évalué en termes de mesure du frottement, de l'usure, de l'épaisseur de lubrifiant, et de la durée de vie de l'interface.

Malheureusement, les informations fournies dans la littérature sur les types de contact et les caractéristiques des textures - géométrie, obtention, contrôle - ne permettent que rarement de vérifier les régimes de lubrification expérimentés et de déterminer l'influence et les tendances de la texture sur l'interface de contact.

Conscients des mises en garde évoquées, des limitations expérimentales liées à la texturation LASER et des bancs d'essai tribologiques, des choix ont été faits pour prendre en compte les résultats de la littérature et de vérifier certaines hypothèses. Les sélections reposent essentiellement sur les régimes ElastoHydroDynamique et Limite qui seront modélisés expérimentalement. Parmi tous les

paramètres évoqués dans la littérature, les plus pertinents semblent ceux associant la géométrie des textures et la tribologie. On retrouve :

- les dimensions géométriques, hauteur du motif et diamètre du motif,
- la densité surfacique texturée par rapport à la surface de contact,
- le nombre d'Hersey.

Les valeurs proposées par ces paramètres dépendent fortement du régime de lubrification, des procédés d'obtention des textures et des textures elles-mêmes. Ces éléments ne semblent pas suffisants ne serait ce que vis-à-vis de l'identification de paramètre(s) géométrique(s) pertinent(s).

Dans la suite du manuscrit, le Chapitre 2 s'attachera à clarifier les morphologies testées et à caractériser le plus fidèlement possible les textures vis-à-vis de la fonction de réduction du frottement à assurer. Les Chapitres 3 et 4 suivants développeront respectivement la démarche expérimentale, l'analyse et la discussion du comportement tribologique de surfaces texturées en régimes de lubrification ElastoHydroDynamique et Limite.

Chapitre 2. Caractérisations morphologiques des surfaces texturées

Après avoir exposé les contextes scientifiques et industriels de la thèse, la démarche est reprise dans ce chapitre selon le triptyque Procédé/Caractérisation/Fonction évoquée dans l'introduction générale soulignant la nécessité de corréliser les processus de création, de caractérisation et la fonctionnalité de la surface. La démarche repose sur l'étude des surfaces texturées sur le plan morphologique, la mise en place de conditions d'essai adaptées en régime de lubrification élastohydrodynamique et limite pour identifier les paramètres gouvernant la réduction du frottement dans les contacts lubrifiés texturés.

Ce chapitre 2 expose les différentes techniques de caractérisation des surfaces. Les techniques tactiles et non tactiles sont distinguées. Les paramètres d'analyse 2D et 3D sont présentés. Puis à partir de cet inventaire et des principes fondamentaux de chacune de ces techniques, les méthodes d'analyse morphologique multi échelles sont illustrées sur les trois procédés suivants :

- Les surfaces pierrées, que l'on retrouve dans les cylindres moteurs automobiles,
- Les surfaces texturées, sur lesquelles porte ce travail de thèse,
- Les surfaces hybrides présentant à la fois le pierrage et la texturation LASER.

Enfin, la dernière partie du chapitre portera sur la morphologie des surfaces texturées en lien avec leur fonction tribologique : la réduction du frottement.

Chapitre 2. Caractérisations morphologiques des surfaces texturées	55
2.1. Techniques de caractérisations morphologiques des surfaces	57
2.1.1. Systèmes tactiles	57
2.1.1.1. Rugosimètre tactile	57
2.1.1.2. Microscope à Force Atomique (AFM)	57
2.1.2. Systèmes non tactiles	59
2.1.2.1. Microscope confocal chromatique	59
2.1.2.2. Microscope Electronique à Balayage (MEB)	59
2.1.2.3. Microscope interférométrique à lumière blanche (WLI)	60
2.1.2.4. Tribomètre IRIS	61
2.1.3. Bilan sur les techniques de mesure	64
2.2. Analyse multi-échelle de la morphologie de surface	66
2.2.1. Paramètres 2D et 3D d'évaluation de la morphologie	66
2.2.1.1. Paramètres usuels	66
2.2.1.2. Courbe d'Abbott Firestone (ou courbe de portance)	68
2.2.2. Applications aux surfaces fonctionnalisées	71
2.2.2.1. Surfaces pierrées	71
2.2.2.2. Surfaces texturées	73
2.2.2.3. Surfaces hybrides	76
2.3. Morphologie des surfaces texturées et fonction tribologique	79
2.3.1. Effet d'un réseau de textures sur l'épaisseur de lubrifiant	79
2.3.2. Effets d'un réseau de textures sur l'épaisseur de lubrifiant	80
2.3.3. Effets transitoires d'une microcavité sur la distribution d'épaisseur du film lubrifiant d'un contact EHD	82
2.3.4. Effet d'un défaut morphologique de la cavité	83
2.4. Conclusions	86

2.1. Techniques de caractérisations morphologiques des surfaces

2.1.1. Systèmes tactiles

2.1.1.1. Rugosimètre tactile

Cette méthode utilise une pointe en diamant, avec un rayon de courbure généralement entre 2 μm et 10 μm , se déplaçant grâce à des moteurs pas à pas sur une surface suivant les axes X et Y . Les déplacements suivant l'axe Z du palpeur sont mesurés par un capteur inductif. Dans le cadre de cette thèse, le dispositif utilisé présente une résolution verticale de 20 nm pour un débattement de 8 mm. Des surfaces jusqu'à 40 mm^2 peuvent être mesurées. L'exemple de mesure de chemise automobile illustré sur la Figure 2-1 montre les potentialités de cette technologie. La représentation tridimensionnelle de la chemise souligne le caractère multi échelles du cylindre avec la forme cylindrique (diamètre de 80 mm) et les rayures obtenues par pierrage (profondeurs des rayures micrométriques). Cet outil est particulièrement adapté pour le contrôle de forme, d'ondulation et les surfaces de grandes dimensions, mais est limité pour les rugosités inférieures au micromètre.

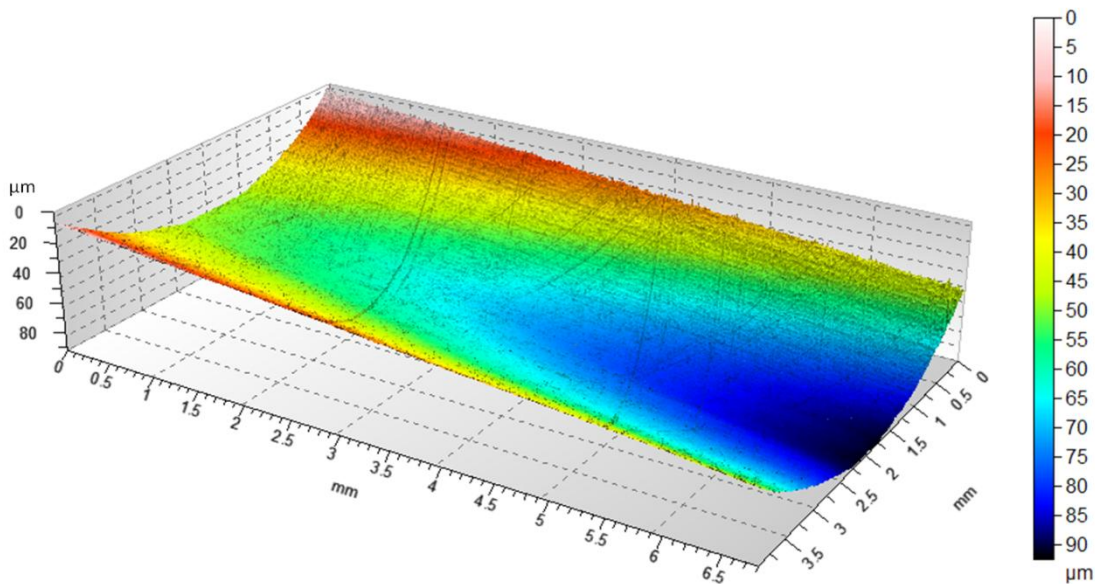


Figure 2-1 - Image 3D d'une chemise de voiture de compétition réalisée avec un rugosimètre tactile. Les dimensions de la surface palpée sont : 6,8 mm x 4 mm. (A titre d'information, la durée de la mesure est de 9 heures).

2.1.1.2. Microscopie à Force Atomique (AFM)

La Microscopie à Force Atomique (AFM) permet d'accéder à une topographie très précise des surfaces. Elle est le plus souvent utilisée « en contact ». Le principe de fonctionnement de l'AFM est rappelé Figure 2-2. Une pointe en silicium avec un rayon de courbure de 5 nm balaie la surface à mesurer. La déflexion du levier est mesurée par un laser se réfléchissant au dos de la pointe. Le faisceau réfléchi atteint deux photodiodes. Le spot, initialement placé au centre des quatre photodiodes, se déplace au cours de la mesure. Cette déviation qui résulte des variations topographiques permet de reconstruire la surface avec une résolution verticale du dixième de nanomètre.

Le balayage suivant les axes X et Y est assuré par des systèmes piézo-électriques. Les AFM récents autorisent la mesure de surface de 0,01 mm² maximum.

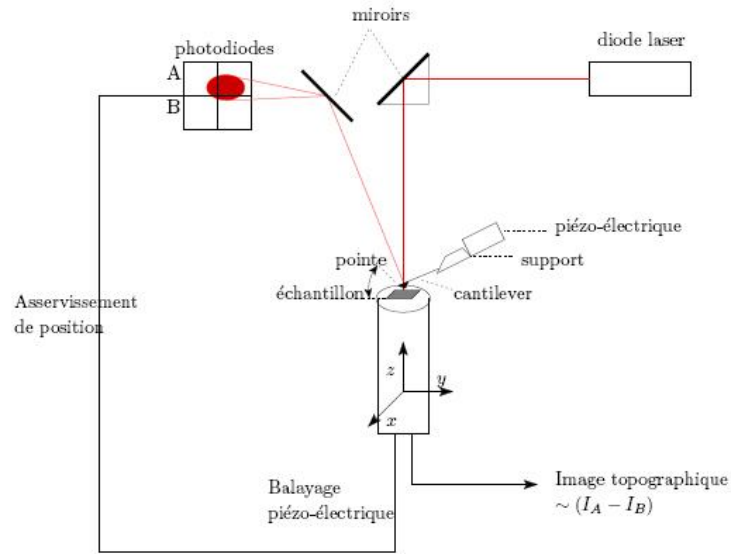


Figure 2-2 - Principe de fonctionnement du microscope à force atomique (AFM).

L'image d'une surface plane observée dans le cadre de cette étude est présentée Figure 2-3. Cette surface plane est un échantillon destiné à être texturé. Il est nécessaire de vérifier que l'état de surface ne présente pas des aspérités de l'ordre de grandeurs des textures. On observe que les hauteurs des aspérités sont très faibles. La hauteur maximale est de 43 nm. Cet outil est utilisé pour la caractérisation de micro et nano rugosité.

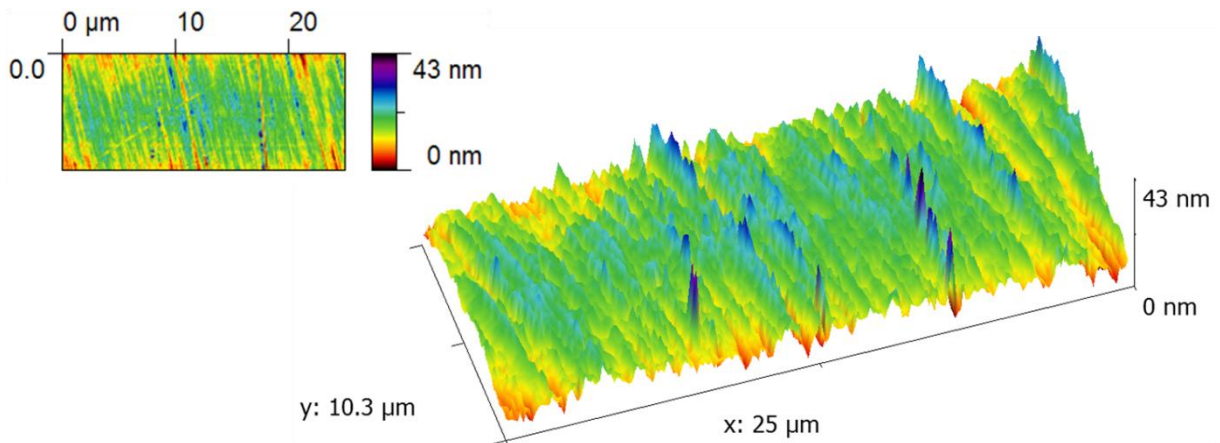


Figure 2-3 - Mesures AFM 2D et 3D d'une surface échantillon en 100Cr6 poli miroir ($R_a = 0,02 \mu\text{m}$). On observe les stries d'usage.

2.1.2. Systèmes non tactiles

2.1.2.1. Microscope confocal chromatique

La technologie de la microscopie confocale porte sur le principe d'aberration chromatique : on exploite les défauts des lentilles optiques pour mesurer l'état de surface. Ceux-ci provoquent une diffraction de la lumière blanche qui se décompose en longueurs d'ondes différentes (du bleu au rouge, respectivement entre 450 et 750 nm). Les couleurs associées étant parfaitement bien définies, elles sont utilisées comme des graduations : lorsque la lumière blanche envoyée sur l'objet touche en un point donné, celui-ci renvoie automatiquement une couleur précise reliée de manière univoque à sa hauteur. Ensuite, par l'intermédiaire des tables de déplacement, on déplace l'objet créant d'autres points pour obtenir par le même procédé la topographie de la surface complète.

La microscopie confocale chromatique offre une flexibilité de mesure importante. Elle peut être adaptée à tout type de métrologie nécessitant une forte résolution verticale (0,1 nm à 10 nm) et une étendue latérale de quelques dizaines de millimètres.

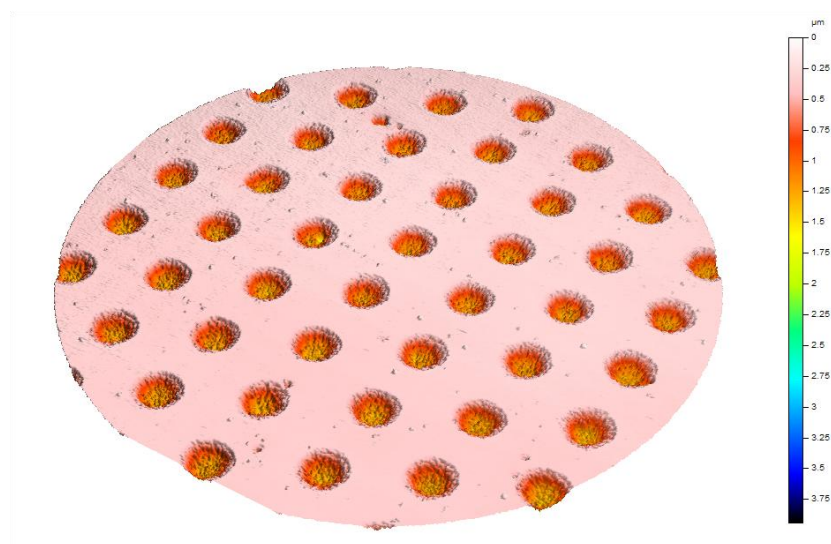
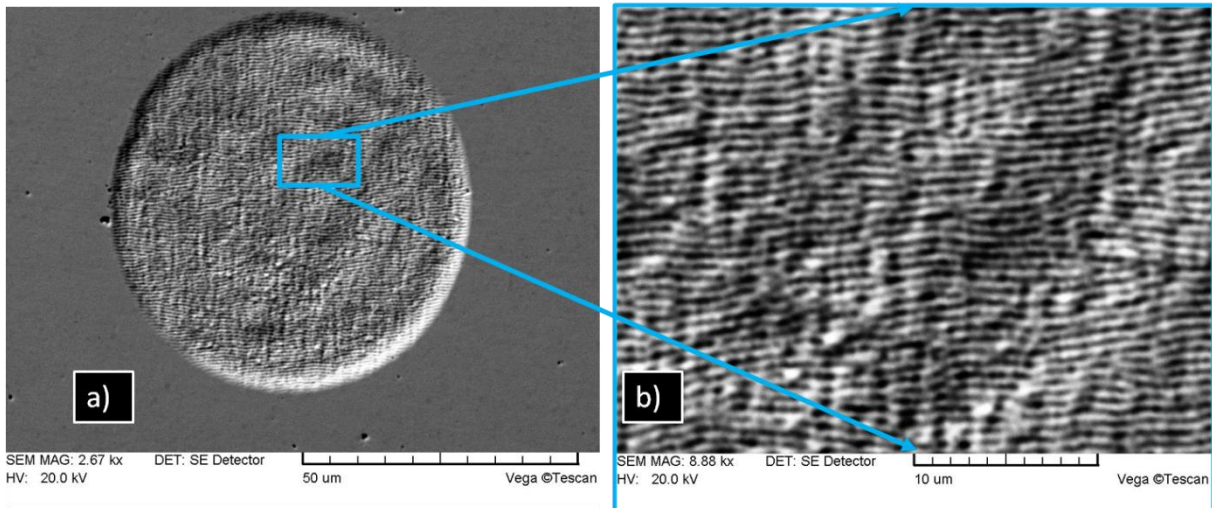


Figure 2-4 – Mesure 3D par microscopie confocale chromatique d'un réseau de cavité de diamètre 20 µm et de profondeur 0,5 µm. Vue circulaire de diamètre 300 µm afin d'appréhender la quantité de cavités emprisonnées dans la zone de contact.

2.1.2.2. Microscope Electronique à Balayage (MEB)

La microscopie électronique à balayage (ou Scanning Electron Microscopy) est basée sur le principe des interactions électrons-matière capable de produire des images en haute résolution de la surface d'un échantillon. Un faisceau d'électrons balaye la surface de l'échantillon à analyser qui, en réponse, réémet des électrons. Ces électrons sont analysés selon leurs niveaux d'énergie par différents détecteurs. On distingue deux types d'électrons : les électrons rétro diffusés (BSE) et les électrons secondaires (SE). Les électrons de type SE permettent une observation de la topographie de l'échantillon en niveau de gris ; tandis que les électrons de type BSE fournissent une information sur les numéros atomiques des éléments présents dans la zone d'analyse. Ce dispositif fournit seulement

une analyse qualitative de la surface et non quantitative. Mais l'observation sur une gamme de résolution large permet de contrôler les textures sur plusieurs échelles (millimétriques à submicrométriques). Sur l'exemple donné en Figure 2-5 a), les dimensions dans le plan X-Y sont vérifiées et des variations de topographie sont détectables (Figure 2-5 b)). On note l'existence d'ondulations appelées ripples, phénomènes liés à l'interaction LASER-matière, de largeur $0.5 \mu\text{m}$. Cette "nano-rugosité" observée est un phénomène nanométrique périodique.



**Figure 2-5 - a) Observation au MEB d'une cavité de diamètre $50 \mu\text{m}$ et de profondeur $0,5 \mu\text{m}$, grandissement $\times 2670$.
b) Observation de la morphologie en fond de la cavité, grandissement $\times 8880$.**

2.1.2.3. Microscope interférométrique à lumière blanche (WLI)

Le principe d'interférométrie repose sur l'interprétation des franges d'interférences générées par deux ondes cohérentes entre elles (Figure 2-6). Dans le cas du microscope interférométrique à lumière blanche, le faisceau lumineux incident est divisé en deux parties : l'une est réfléchiée par la surface à mesurer alors que l'autre est réfléchiée par un miroir référence. Les deux parties du faisceau réfléchies sont ensuite recombinaées et leur différence de phase crée des franges d'interférences ou interférogramme, enregistrées par une caméra CCD. Les données capturées sont ensuite transférées vers un ordinateur puis analysées afin de reconstruire la surface mesurée. Il existe plusieurs modes d'acquisition et d'analyse de l'interférogramme qui permettent avec le même appareil d'accéder à une large gamme de rugosité de quelques nanomètres à plusieurs centaines de micromètre.

L'interféromètre est solidaire d'un translateur piézo-électrique qui contrôle le déplacement vertical de l'objectif. Pour chacune de ces positions, l'image capturée permet de connaître l'intensité lumineuse en chaque point du plan (x,y) . Ainsi, il est possible de traduire les variations d'intensité en variations de relief avec une résolution de 2 nm . Les différents objectifs disponibles peuvent balayer une aire de mesure importante qui varie de quelques centaines de micromètres carrés à quelques millimètres carrés. Généralement, trois types d'objectifs sont utilisés : Michelson, pour les faibles grossissements, Mirau pour les grossissements au dessus de 50 et enfin des objectifs de type Linnik pour des grossissements supérieurs à 100. Pour caractériser des surfaces plus grandes, il existe un mode appelé « stitching », qui superpose plusieurs mesures et rassemble ces éléments pour former l'image finale de la surface mesurée.

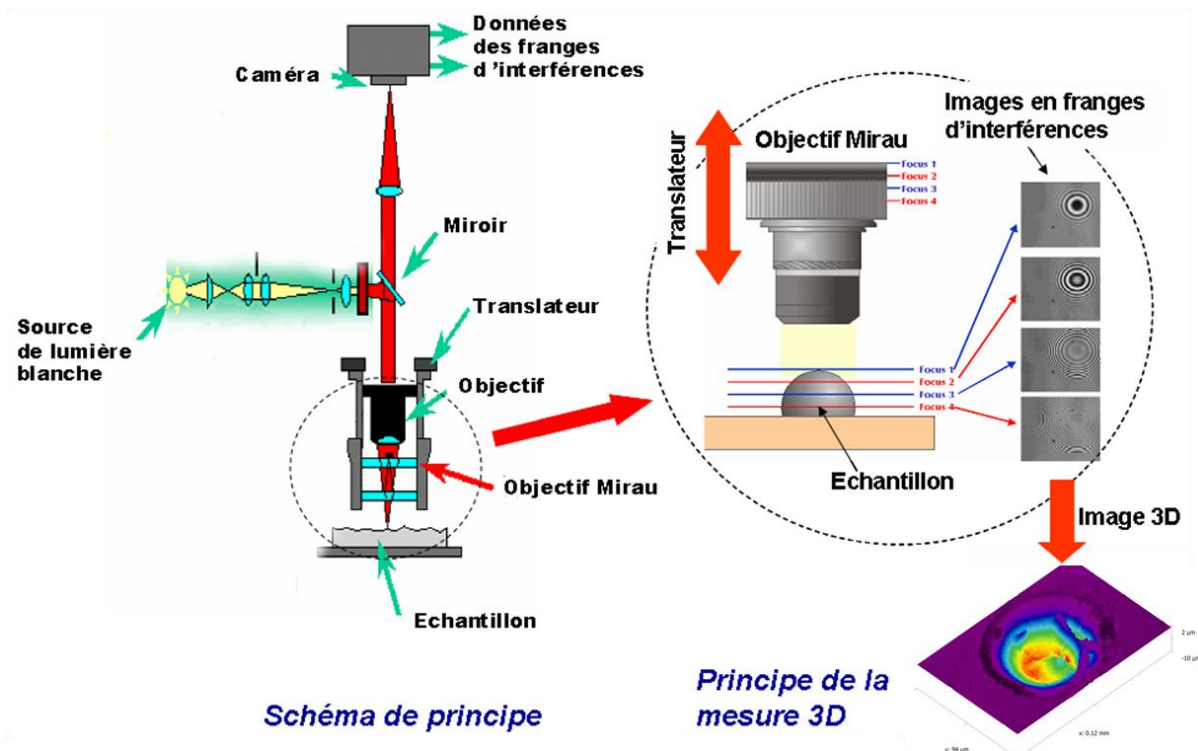


Figure 2-6 – Principe de fonctionnement de l'interféromètre à lumière blanche.

Dans le cadre de ce travail de thèse, un microscope interférométrique à lumière blanche a été utilisé afin d'obtenir des mesures topographiques précises des cavités réalisées. La Figure 2-7 illustre la mesure d'une cavité de diamètre 50 µm et de profondeur 0,5 µm dont le fond est relativement hétérogène.

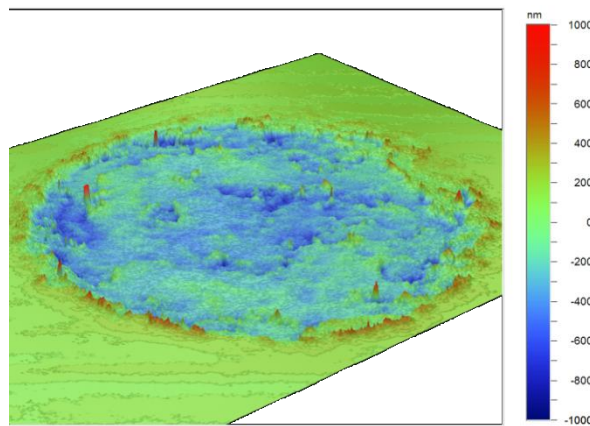


Figure 2-7 – Mesure 3D par interférométrie à lumière blanche d'une cavité de diamètre 50 µm et de profondeur 0,5 µm. Taille 85 x 65 µm.

2.1.2.4. Tribomètre IRIS

Ce dispositif est décrit dans cette partie car bien qu'il soit un tribomètre rotatif sphère / plan, il constitue avant tout un moyen de mesurer, par microscopie interférométrique, des distributions d'épaisseurs de lubrifiants. Ce dispositif s'établit donc comme un outil de caractérisation morphologique in situ dans un contact statique ou dynamique.

- Les principes généraux :

Le tribomètre IRIS repose sur un principe similaire à ceux décrits dans la littérature [81] sur l'étude du régime de lubrification élastohydrodynamique. Le contact est formé entre une sphère en 100Cr6 polie miroir ($R_a = 0,020 \mu\text{m}$) et un disque en silice revêtu d'une couche de chrome semi-réfléchissante d'épaisseur environ 30 nm dont le R_a est inférieur à 5 nm. Le recours à une cale optique en dioxyde de silicium d'une épaisseur de 200 nm, superposée à la couche de chrome, est parfois nécessaire [82] afin d'atteindre des résolutions de 10 nm en épaisseur de fluide. Le traitement sur le disque joue le rôle du miroir de référence évoqué dans le paragraphe précédent décrivant l'interférométrie (§2.1.2.3). L'image de l'interface est appelée interférogramme et est capturée soit par une caméra numérique CCD à temps d'exposition court (quelques microsecondes), soit par une caméra rapide (jusqu'à 160 000 images/s) pour mesurer la distribution d'épaisseur du lubrifiant dans l'interface de contact (Figure 2-8). Les caractéristiques des huiles de base utilisées sont placées en annexe 2 du mémoire.

La gamme de mesure des épaisseurs s'étend de quelques nanomètres au micromètre avec une très bonne résolution de l'ordre du nanomètre.

Les mouvements rotatifs des deux solides sont contrôlés précisément de manière simultanée et indépendante, en utilisant deux moteurs brushless. La gamme des vitesses s'étend de 0,5 mm/s à 2 m/s. Ainsi, les cinématiques de contact accessibles sont multiples en faisant varier la vitesse linéaire des surfaces : elles peuvent aller du glissement pur ($V_{bille} = 0$ et V_{disque} varie ou inversement), au roulement pur (vitesses des solides égales) avec des mouvements alternatifs ou continus.

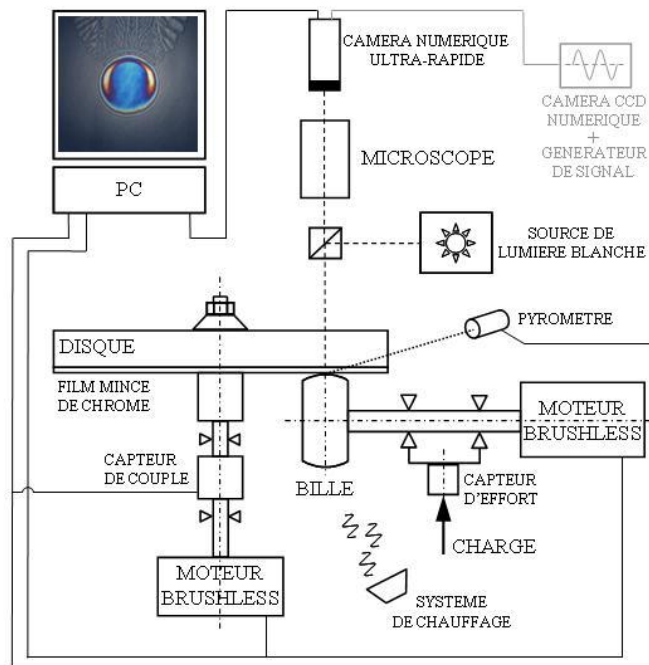


Figure 2-8 - Schéma du tribomètre IRIS.

Ensuite, des combinaisons des vitesses des solides sont possibles pour créer des situations variées de cisaillement.

La charge normale est appliquée via un système de déplacement vertical de la bille et mesurée dans une gamme allant de quelques newtons à 20 N grâce à un capteur d'effort statique placé à hauteur du support de la sphère. Ainsi, compte tenu des propriétés mécaniques des matériaux utilisés et du diamètre de la sphère, les pressions de contact maximales accessibles s'échelonnent entre une centaine de mégapascal et 1 GPa. En complément, la force de frottement est déduite de la mesure du couple résistant exercé par le disque ou un capteur de force trois axes. L'acquisition des images, des mesures d'efforts, et de la cinématique des moteurs sont entièrement contrôlées par ordinateur.

- Le traitement des interférogrammes :

L'épaisseur des films mesurée selon le principe d'interférométrie optique [83] nécessite une calibration précise permettant de faire correspondre une couleur à une épaisseur pour un fluide d'indice de réfraction donné.

Pour réaliser la calibration, les interférogrammes sont convertis dans le système de coordonnées *HSI* (Hue Saturation Intensity) à partir du format original RGB (Red Blue Green) grâce au logiciel Optimas. Ce système de coordonnées caractérise mieux la couleur d'un pixel car la coordonnée *H* (Hue) est directement reliée à la longueur d'onde dominante du spectre de la couleur d'un pixel de l'interférogramme. La saturation *S* dépend de la pureté de la couleur (*S* = 1 pour la lumière blanche) et la coordonnée *I* est une mesure de l'intensité du rayon lumineux. Il reste indispensable de reconnaître l'ordre d'interférence. Il est donc nécessaire d'effectuer une calibration sur un contact statique (Figure 2-9 a)) pour associer une valeur de Hue à une épaisseur, grâce à l'équation de la déformée de la sphère (§2-1) en fonction du rayon de contact hertzien *a* et de la distance *r* comme schématisé ci-dessous (Figure 2-9 b)).

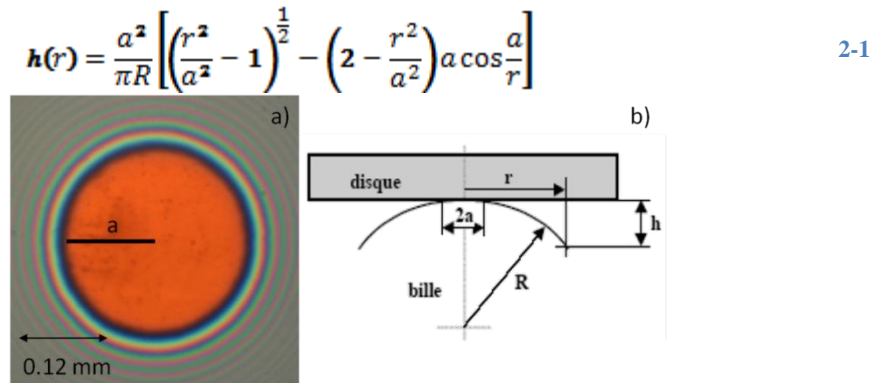


Figure 2-9 - a) Interférogramme de contact lubrifié statique verre/100Cr6 ; b) Schéma du contact illustrant l'équation de la déformée de la sphère.

Lorsque la calibration est réalisée, le traitement généralisé de l'ensemble du contact sous Matlab permet de tracer une représentation bidimensionnelle en niveaux d'épaisseurs. Ce traitement est utile lorsqu'il est difficile d'apprécier les couleurs de l'interférogramme comme dans le cas de la Figure 2-10 a). Le résultat obtenu permet de mettre en évidence la distribution d'épaisseur (Figure 2-10 b)) et notamment la zone de forte pression visible en couleur bleu claire. L'épaisseur au centre est de 95 nm.

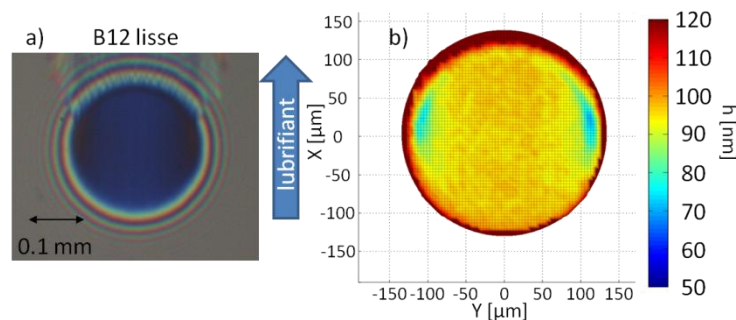


Figure 2-10 - a) Interférogramme de contact lubrifié dynamique de la surface lisse ; b) Résultat du traitement sous forme de cartographie en niveau d'épaisseurs de fluide.

La Figure 2-11 présente le traitement en b) de l'interférogramme d'une surface texturée en contact lubrifié dynamique en a). Le profil d'épaisseurs de fluide porté en c) permet d'illustrer l'existence de la perturbation due à la cavité sur la distribution d'épaisseurs et déformant les surfaces des solides.

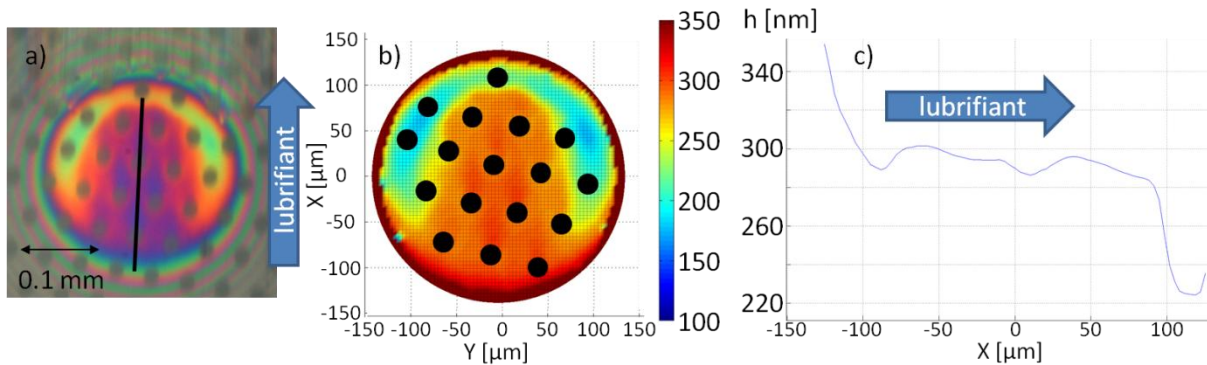


Figure 2-11 - a) Interférogramme de contact lubrifié dynamique de la surface texturée ; b) Cartographie en niveau d'épaisseurs de fluide ; c) Profil d'épaisseurs de fluide localisé en a).

Ainsi IRIS permet de quantifier les déformations des surfaces, des cavités et des rugosités in situ dans le contact par le biais de la mesure d'épaisseur de film.

2.1.3. Bilan sur les techniques de mesure

La nature de la surface au sens de la macro / micro géométrie, de la forme et de l'ondulation renferme les informations liées au procédé de fabrication. Cette empreinte morphologique du processus est effectivement mesurable si la technique métrologique est choisie judicieusement. Ce choix porte sur les capacités de la technique en termes de résolution verticale, latérale et d'extension spatiale accessible par le système de mesure (Figure 2-12).

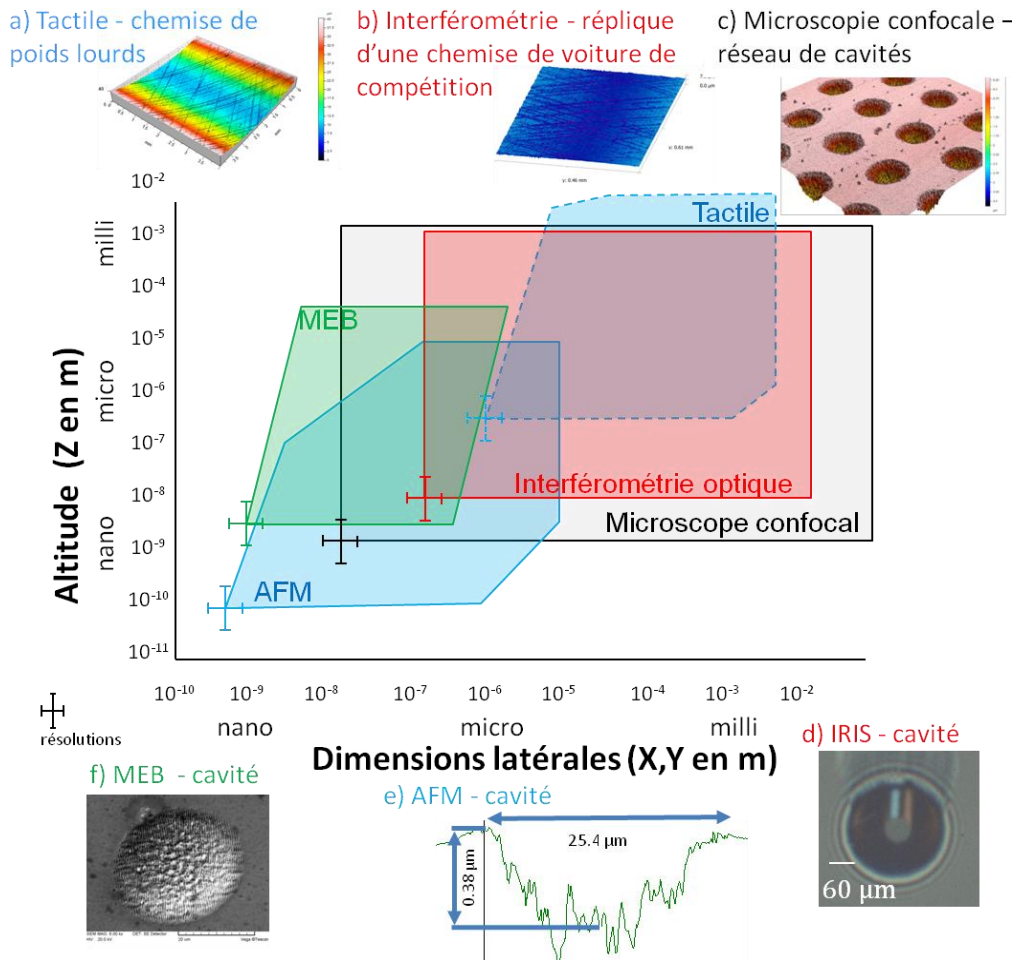


Figure 2-12 - Diagramme de Stedman présentant les extensions spatiales accessibles en fonction des gammes de mesures verticales pour les différents dispositifs métrologiques ainsi que leur résolution.

Il est primordial de bien évaluer les potentialités des technologies de caractérisation topographique disponibles et de savoir précisément ce que l'on cherche à mesurer. Cela nécessite une connaissance préalable même approximative de la surface à mesurer. Celle-ci peut en effet être appréhendée à différents niveaux. Elle est d'abord simplement constituée d'une succession de pics et de creux donnés par une fonction $Z(x,y)$. On peut ensuite considérer la pente des aspérités, (dérivées premières de la fonction $Z(x,y)$) puis leur courbure (dérivées secondes de $Z(x,y)$). Cette analyse sommaire permet de choisir le dispositif métrologique le plus adapté. Quoiqu'il en soit, les informations extraites sur la topographie la surface dépendent toujours étroitement du moyen de mesure lui-même. Le traitement des données doit donc passer par l'identification complète de la fonction de transfert. Celle-ci permet de déterminer les paramètres morphologiques pertinents pour optimiser le procédé, de fabrication de la surface vis-à-vis de la fonction qu'elle doit assurer.

C'est pourquoi, la partie suivante développe les critères d'évaluation de la morphologie de surface et sera consacrée à la définition des grandeurs mathématiques mises en place pour caractériser la surface et faire le lien avec le procédé de texturation par LASER femtoseconde et les fonctions tribologiques (la réduction de la dissipation par frottement et l'augmentation de la portance) étudiés dans le cadre de ce travail.

2.2. Analyse multi-échelle de la morphologie de surface

Cette analyse repose sur l'exploitation de paramètres statistiques. La surface ou le profil constituent alors un ensemble de points représenté par une fonction $Z(x,y)$ pour la surface et $Z(x)$ pour le profil. Les normes ISO recensent des dizaines de paramètres statistiques propres à l'étude de la rugosité, de l'ondulation ou du profil primaire (profil exempt de tout traitement). Les paramètres d'évaluation utilisés dans le cadre de la thèse sont définis dans la première partie (§2.2.1) et illustrés dans la seconde partie (§2.2.2) au travers de l'exemple des surfaces pierrées de chemises moteurs automobiles, des surfaces texturées et des surfaces hybrides.

2.2.1. Paramètres 2D et 3D d'évaluation de la morphologie

2.2.1.1. Paramètres usuels

Les premiers paramètres s'appliquent aux profils de surface, ils sont référencés par une lettre majuscule R puis indicé d'une lettre minuscule propre au paramètre : R_i .

On appelle « Profil de surface », la courbe provenant de l'intersection de la surface d'étude mesurée et d'un plan spécifié. Ce plan est normal à la surface de l'échantillon et généralement orienté perpendiculairement au sens des stries ou motifs d'usinage. Le profil d'une surface rugueuse est presque toujours aléatoire à moins que des motifs réguliers ne soient introduits par le procédé d'élaboration de la surface (usinage, tournage, pierrage, traitement laser,...). Les composantes aléatoires du profil sont généralement semblables : alternance de pics et de vallées à des échelles variables (Figure 2-13).

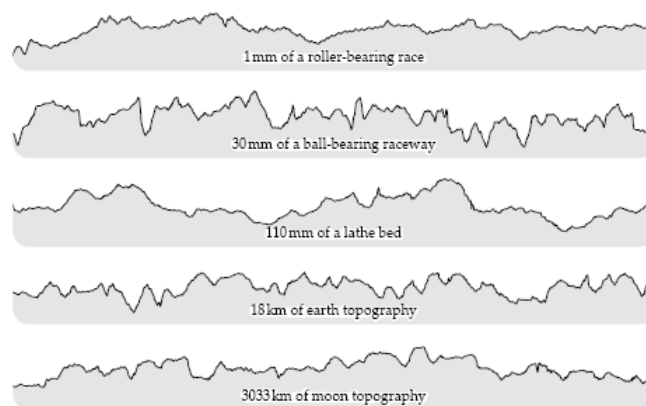


Figure 2-13 - Similarités entre des profils aléatoires de surfaces rugueuses d'origine naturelles ou artificielles [2, 84].

Cet aspect d'une surface rugueuse est à prendre en compte car un profil de surface est toujours représenté sous forme anamorphosée (Figure 2-14). En effet, l'amplification verticale est généralement beaucoup plus importante que l'amplification horizontale. Cette anamorphose a pour conséquence de dilater le profil réel et d'en donner une image très différente de la réalité. Ainsi, le rapport d'amplification entre les axes sur le profil de la Figure 2-14 est de 8 000.

Les paramètres usuels sont définis ici dans le cas bidimensionnel et illustrés ci dessous. Les paramètres tridimensionnels sont strictement identiques en rajoutant une somme sur l'axe Y pour les généraliser à tous les points de la surface. Comme tout signal aléatoire, un profil de rugosité est décrit entièrement et de manière unique par ses moments d'ordre entier.

- La moyenne arithmétique (moment d'ordre 1) des écarts à la moyenne, R_a , exprimée dans l'unité de longueur de l'axe Z, est donnée par :

$$R_a = \frac{1}{l_b} \sum_0^{l_b} |Z(x) - \bar{Z}(x)| \quad 2-2$$

- La moyenne quadratique (moment d'ordre 2) des écarts à la moyenne, R_q , exprimée dans l'unité de longueur de l'axe Z, est définie par :

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l_b} \sum_0^{l_b} (Z(x) - \bar{Z}(x))^2} \quad 2-3$$

Ce paramètre peut être noté en tant que rugosité RMS.

l_b est le nombre de points suivant l'axe X, $Z(x)$ est la hauteur en x pour chaque point du profil et $\bar{Z}(x)$ la moyenne des hauteurs du profil.

La Figure 2-14 présente un profil de surface issu d'une mesure par interférométrie optique en lumière blanche d'une surface métallique polie par abrasion mécanique. R_a et R_q sont calculés et leurs faibles valeurs confirment un état de surface de grande qualité.

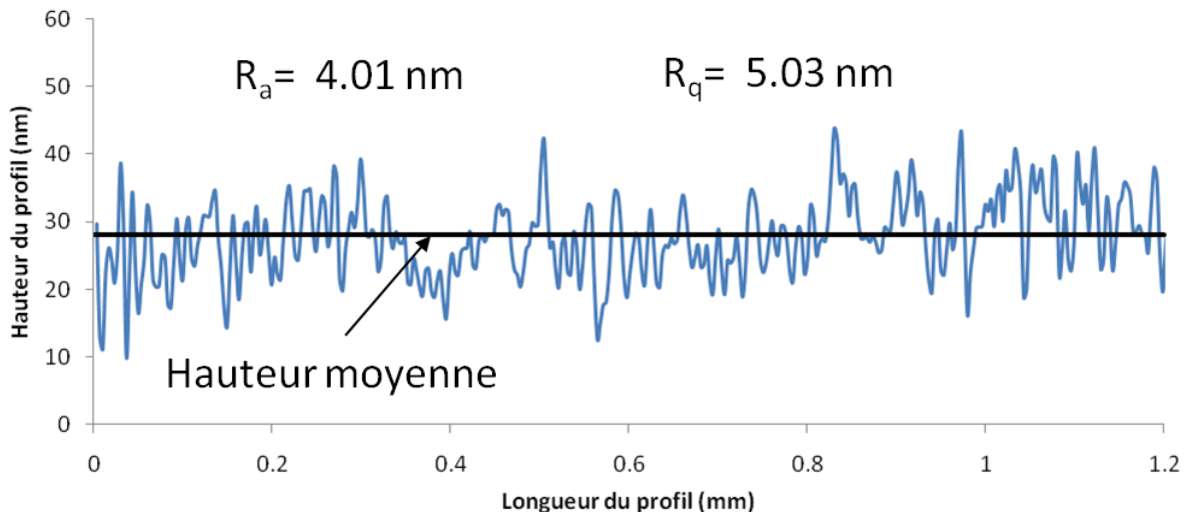


Figure 2-14 - Profil de surface métallique polie mesurée par interférométrie optique à lumière blanche. Longueur du profil 1,2 mm.

Les paramètres précédents (R_a et R_q) donnent une information sur la hauteur moyenne des aspérités mais ne sont pas suffisants pour caractériser précisément et aux échelles pertinentes la topographie de surface. Il faut tracer la distribution de hauteur du profil (Figure 2-15) dont la forme, mesurée par les moments d'ordre 3 et 4, donne les informations fondamentales sur l'état de surface :

- Moment d'ordre 3 ou facteur d'asymétrie du profil (Skewness) :

$$R_{sk} = \frac{1}{R_q^3 l_b} \sum_0^{l_b} (Z(x) - \bar{Z}(x))^3 \quad 2-4$$

Lorsque le R_{sk} est négatif, cela signifie que la distribution est décalée vers le haut. Lorsque le R_{sk} est positif, la distribution est décalée vers le bas. Si le R_{sk} est proche de 0, la distribution est symétrique.

- Moment d'ordre 4 ou facteur d'aplatissement du profil (Kurtosis) :

$$R_{ku} = \frac{1}{R_q^4 l_b} \sum_0^{l_b} (Z(x) - \bar{Z}(x))^4 \quad 2-5$$

Le R_{ku} est un indicateur de la répartition de la matière autour du plan moyen. Une valeur supérieure à 3 traduit un bon étalement de la distribution d'hauteur de la surface avec seulement quelques pics et vallées.

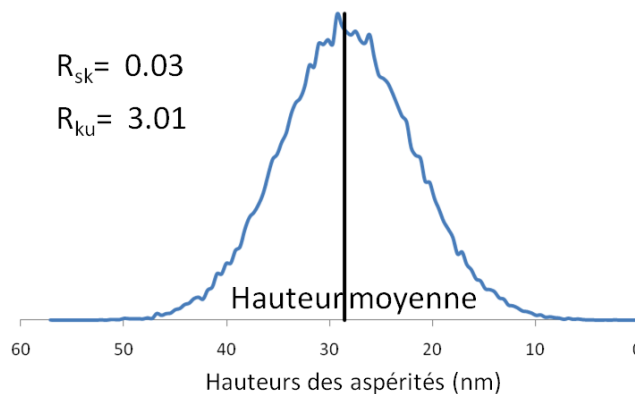


Figure 2-15 - Distribution de hauteur calculée à partir du profil de surface de la Figure 2-14.

Les paramètres R_a , R_q , R_{sk} et R_{ku} permettent d'analyser l'état de surface des échantillons avant texturation. R_a et R_q possèdent des valeurs très faibles. R_{sk} et R_{ku} statuent sur un état de surface présentant très peu de creux et dont la majorité des aspérités est centrée autour de 29 nm. Ces caractéristiques permettent de sélectionner cet échantillon pour texturer des cavités de profondeur minimale de 300 nm.

2.2.1.2. Courbe d'Abbott Firestone (ou courbe de portance)

Dans les années 30, il a été observé que les profils de surface ressemblent au bruit blanc que l'on retrouve en électronique. Par conséquent des méthodes d'analyses statistiques sont alors employées et probablement introduites par Abbott et Firestone en 1933. Ces derniers auteurs ont proposé une « courbe de surface portante ». Cette courbe représente la surface de contact réelle, aussi connue comme la courbe d'Abbott (Figure 2-16). Elle est obtenue à partir du profil de la surface. Il s'agit de l'intersection entre une partie du profil de la surface et un plan infiniment fin positionné au-dessus. L'ensemble des points d'intersection sont compilés, sommés puis tracés en fonction de la longueur

totale. La procédure est répétée sur toute la hauteur du profil. La Figure 2-17 illustre le cas d'application à la courbe d'Abbott du profil de surface étudié Figure 2-14.

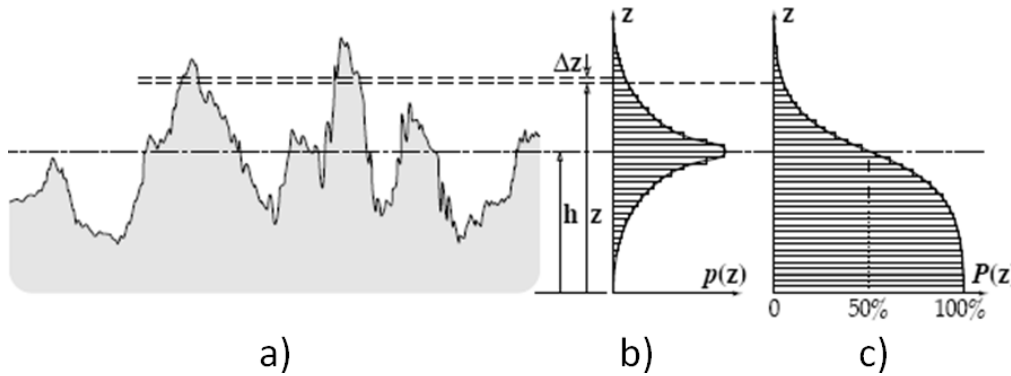


Figure 2-16 - a) Illustration de la courbe de portance ou d'Abbott avec le profil de surface, b) la distribution des hauteurs et c) la courbe d'Abbott en c) [2].

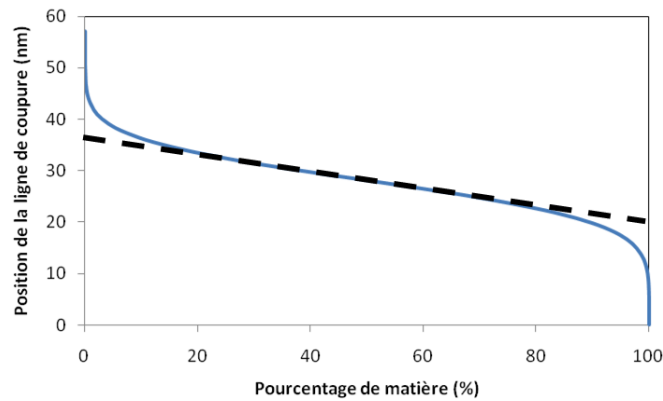


Figure 2-17 - Courbe d'Abbott du profil de surface présenté Figure 2-14.

La courbe d'Abbott représente le pourcentage de matière présent au dessus d'une hauteur de coupure, variant sur toute la hauteur du profil. Elle permet de déterminer la portance de la surface en fonction de la hauteur. La partie supérieure de la droite en pointillée correspond à la matière "en excès" qui sera tronquée lors du rodage, on parle dans ce cas d'usure douce. Les parties centrale et inférieure constituent respectivement la zone de portance et la zone des creux de la surface. Cette dernière zone traduit la capacité en rétention de lubrifiant dans le cas d'un contact lubrifié.

La norme ISO 13 565 est une reprise de la norme allemande DIN 4776 basée sur la prévision du rodage et la lubrification d'un cylindre de moteur thermique. Les paramètres qui en découlent sont spécifiquement dédiés à l'automobile. La norme ISO 13565 définit les paramètres R_{pk} et R_{vk} (équation 2-6) permettant de quantifier respectivement la matière en excès et celle en défaut (la zone des creux) en terme de hauteurs d'aspérités de la surface. R_{pk} et R_{vk} sont pertinents en contacts lubrifiés pour évaluer la quantité de matière perdue au rodage et connaître la capacité de rétention de la surface en huile.

Avant de calculer ces paramètres, la norme ISO 13565-1 préconise un filtrage spécial du profil de surface en plusieurs étapes illustrées Figure 2-18. Ceci est effectué dans le but de s'affranchir partiellement de l'influence des vallées sur la ligne moyenne qui a tendance à s'infléchir dans les creux et a pour conséquence de créer des défauts sur le profil de rugosité. Ce type de filtrage est recommandé sur les matériaux stratifiés ou présentant des pores ou des rayures.

1. Premier profil d'ondulation : La première ligne moyenne est calculée en utilisant le filtre gaussien classique (ISO 11562)
2. Profil de rugosité aux vallées comblées : On conserve ici les points les plus hauts entre le profil initial et la ligne moyenne. Ceci a pour effet de combler les vallées trop profondes.
3. Profil final d'ondulation : On calcule une seconde ligne moyenne sur le profil aux vallées comblées. Cette ligne est moins affectée par les vallées et donc suit mieux la forme générale du profil.
4. Profil final de rugosité : Ce profil est obtenu en soustrayant la seconde ligne moyenne au profil initial. La longueur de ce profil est entamée de deux fois la longueur du cut-off utilisé.

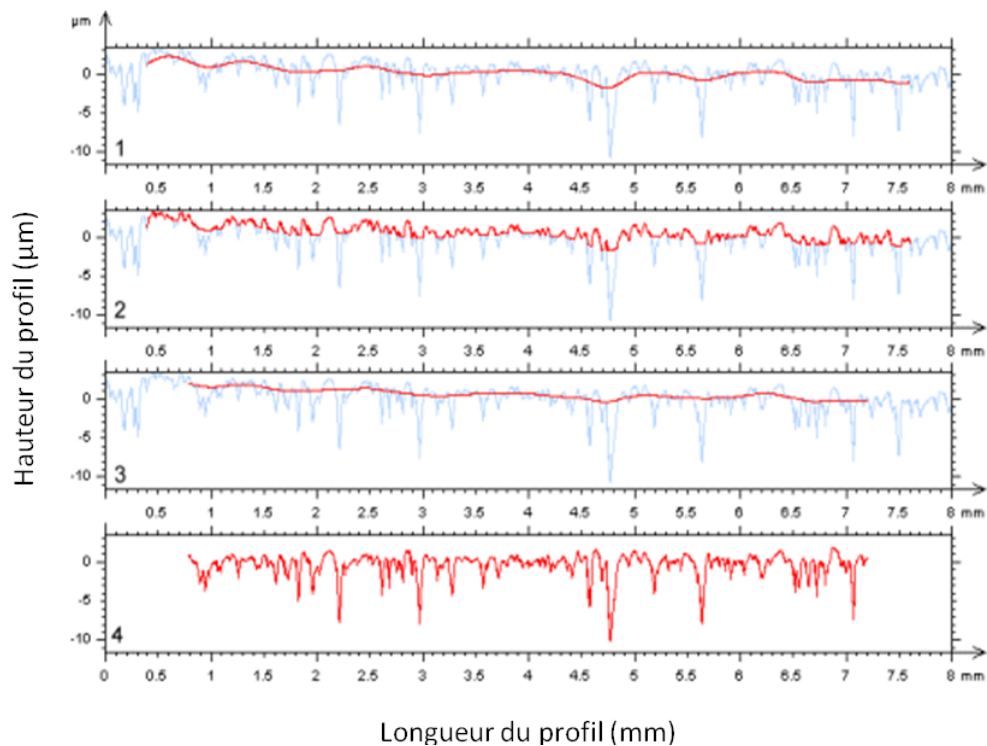


Figure 2-18 - Illustration des étapes de traitement des données selon la norme ISO 13 565.

Ensuite, il faut rechercher la droite (Figure 2-19) définie telle que :

- sa longueur corresponde à un taux de longueur portante de 40 %,
- elle soit la sécante de plus faible pente avec la courbe de portance.

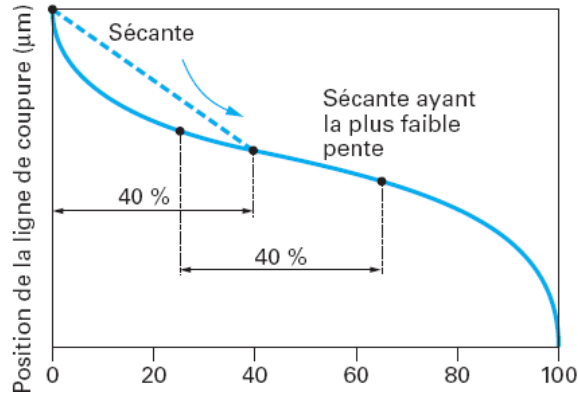


Figure 2-19 - Détermination de la sécante de plus faible pente [85].

Cette droite équivalente modélise la portance du profil écrêté pour lequel on aurait enlevé les pics et les creux du profil. La hauteur de cette droite est appelée R_k . On calcule les portances Mr_1 et Mr_2 pour lesquelles le profil écrêté a des portances respectives de 0 % et 100 %. On construit alors $A1$ et $A2$ les triangles rectangles correspondant respectivement à la surface des pics et des creux de base Mr_1 et $100 - Mr_2$. A partir des paramètres Mr_1 , Mr_2 , $A1$ et $A2$, on calcule R_{pk} et R_{vk} tels que :

$$R_{pk} = 2 \times \frac{A_1}{Mr_1} \text{ et } R_{vk} = 2 \times \frac{A_2}{(100 - Mr_2)}$$

2-6

La Figure 2-20 illustre les différents paramètres évoqués ci-dessus.

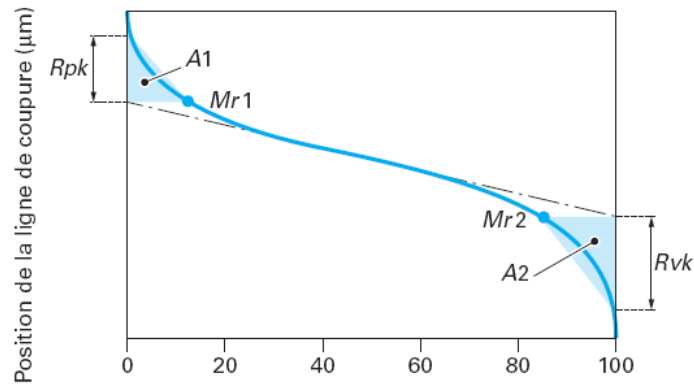


Figure 2-20 - Courbe de portance avec la définition des paramètres Mr_1 , Mr_2 , A_1 , A_2 , R_{pk} et R_{vk} [85].

2.2.2. Applications aux surfaces fonctionnalisées

2.2.2.1. Surfaces pierrées

Une chemise moteur est un cylindre creux, souvent en fonte à graphite sphéroïdale ou lamellaire. Les nouveaux besoins sociétaux poussent les constructeurs à adopter des politiques de réduction d'émissions de CO_2 passant par exemple par l'allègement du GMP, Groupe MotoPropulseur, avec le remplacement de la fonte par des alliages de matériaux à base d'aluminium ou de magnésium. Quel que soit le matériau choisi, il est nécessaire de contrôler toute la chaîne de procédés visant à

préparer une surface de chemise par sa caractérisation afin de garantir sa fonction (le mouvement vertical alterné du segment-piston). Deux principaux processus sont distingués :

- un processus de rectification : cette étape vise à ajuster le diamètre et l'état de surface intérieur,
- un processus de pierrage : ce procédé d'abrasion à deux corps consiste à créer des micro-rayures à la surface d'éléments cylindriques. Cette opération de finition est pratiquée sur des alésages au moyen d'un outil (une tête de pierrage) portant des pierres abrasives en forme de barrettes. Le mouvement est à la fois en rotation et en translation ce qui donne des rayures croisées (Figure 2-21). On distingue différentes tailles de grain en diamant ou CBN (Nitrure de Bore Cubique) pour les barrettes. Lorsque le profil d'une surface pierrée est analysé, une alternance de plateaux et de creux est observée (Figure 2-22).

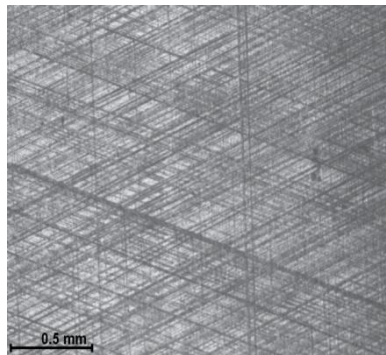


Figure 2-21 - Image en microscopie optique d'une réplique de chemise moteur de compétition usée.

La surface étant orientée, un profil dans le sens de glissement permet de recueillir l'information nécessaire. Un profil de la chemise et sa courbe de portance sont présentés respectivement Figure 2-22 et Figure 2-23.

- Profil d'une surface pierrée :

La Figure 2-22 présente un profil obtenu par rugosimètre tactile sur une surface pierrée mise à disposition dans le cadre de la thèse. Des plateaux et des creux dus au pierrage peuvent être observés. Les profondeurs des creux oscillent entre 1 et 3 μm . La distribution de hauteurs est décentrée en raison d'une majorité de creux ($R_{sk} = -4,54$) et la surface est plane ($R_{ku} = 32,8$).

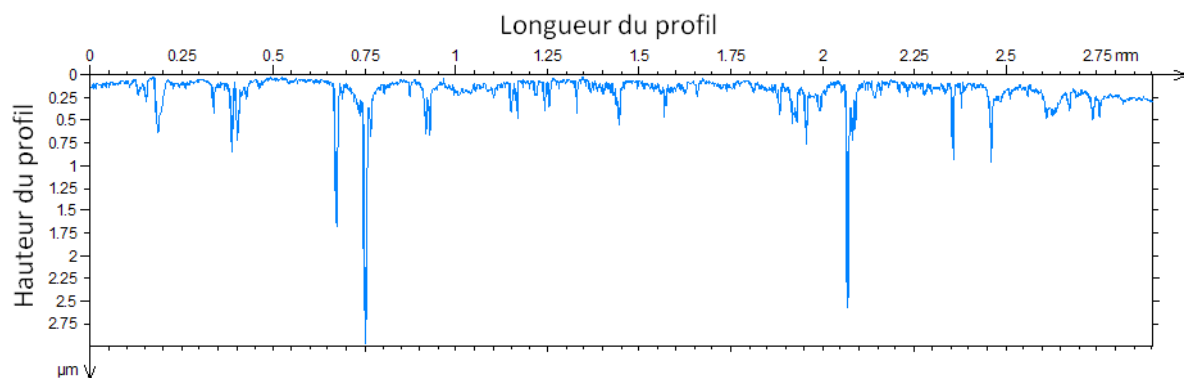


Figure 2-22 - Profil obtenu par rugosimètre tactile d'une surface de chemise pierrée.

- Courbe de portance :

La courbe d'Abbott construite à partir du profil de surface précédent permet de quantifier la capacité d'une surface pierrée à porter la surface antagoniste - le segment - dans le cas du contact SPC. La quantité de matière au-dessus de la ligne moyenne est relativement faible ($R_{pk} = 0,03 \mu\text{m}$). Cela signifie que la surface est lisse et que ces quelques pics de matière seront rapidement tronqués par rodage, dès les premiers cycles de fonctionnement. De nombreux creux visibles de différentes largeur et profondeur sont prises en compte dans R_{vk} .

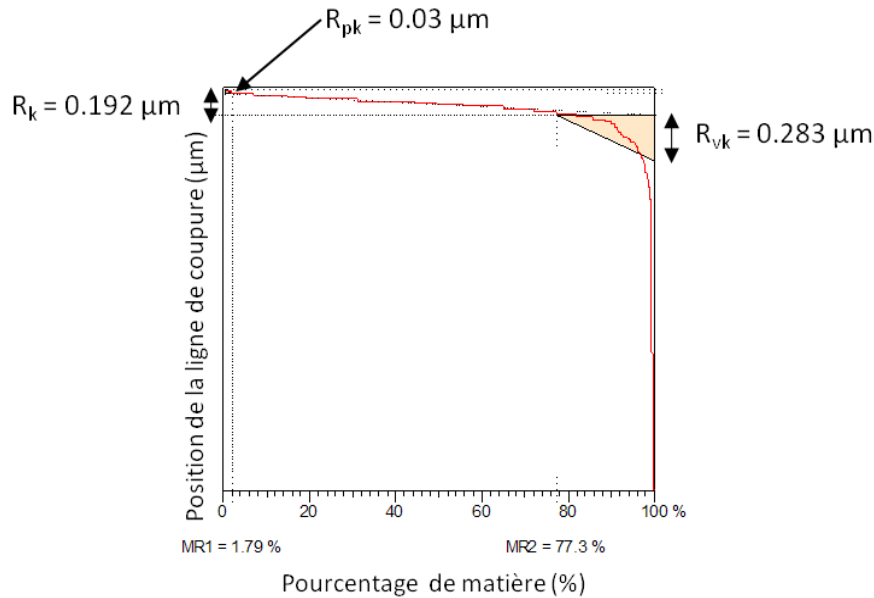


Figure 2-23 - Courbe d'Abbott du profil de surface de la chemise pierrée présentée à la Figure 2-22.

Les paramètres R_{sk} , R_{ku} et ceux découlant de la courbe de portance (R_{vk} et R_{pk}) permettent de caractériser le procédé de pierrage [86].

2.2.2.2. Surfaces texturées

Dans le cadre de ce travail, la texturation par LASER constitue le procédé final utilisé pour fonctionnaliser les surfaces d'étude. Un faible frottement lors du glissement de la surface texturée par rapport à une surface lisse représente la fonction recherchée. Préalablement la caractérisation est nécessaire pour le premier procédé de préparation des surfaces. Le même protocole de polissage mécano-chimique à trois corps est effectué afin de réduire la rugosité initiale générée lors de l'usinage de la surface. Des seuils sur les paramètres morphologiques suivants ont été définis pour qualifier et sélectionner les surfaces : $R_a \leq 0,02 \mu\text{m}$, $R_{ku} \geq 3$ et $-0,05 \leq R_{sk} \leq 0,05$. Après polissage, les surfaces sont nettoyées dans un bain d'heptane sous ultrasons pendant 10 min puis de propanol dans les mêmes conditions.

Ensuite, la texturation au LASER femtoseconde est effectuée. Le dispositif est détaillé en annexe 4. Une étape de calibration préalable est mise en place pour chaque diamètre de textures pour lequel il faut adapter les réglages du LASER (par exemple longueur du chemin optique, taille du diaphragme). Ces tests sont ensuite validés par des mesures de topographie (Figure 2-24). Les surfaces sont

référéncées selon une nomenclature précise indiquant les principales caractéristiques géométriques des textures. Le modèle est le suivant $B00-\varnothing-d-T_s$.

- B00 correspond au numéro de l'échantillon sphérique,
- d est le diamètre des cavités en micromètre,
- h est la profondeur des cavités en micromètre,
- T_s est le taux de couverture surfacique de la texturation relatif à la surface de contact,

T_s est défini par :

$$T_s = \frac{S_{texture}}{S_{contact}} \quad 2-7$$

où $S_{texture} = N_{cavités} \pi \frac{\varnothing^2}{4}$ et $S_{contact} = \pi \frac{a^2}{2}$ avec \varnothing le diamètre d'une cavité et a le rayon de contact hertzien. Les paramètres géométriques ciblés dans le cahier des charges pour texturer une surface par ablation LASER sont :

1. Le diamètre des cavités,
2. La profondeur des cavités,
3. L'espacement dans le plan des cavités,
4. La forme du fond des cavités.

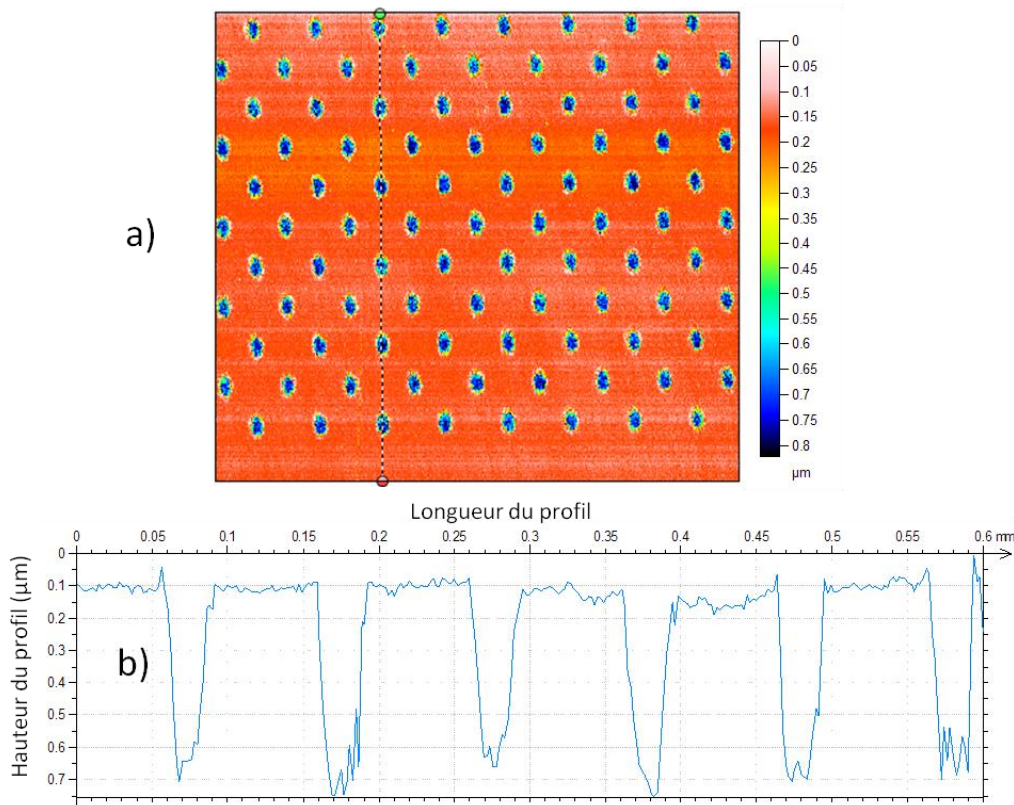


Figure 2-24 - a) Contrôle de la texture réalisée par LASER à l'aide du microscope confocal pour des cavités de diamètre 30 µm et de profondeur 0,6 µm. Les cavités semblent ovoïdes en raison d'une échelle verticale différente de l'échelle horizontale. b) Extraction du profil au niveau du trait noir pointillé.

Les paramètres 1 à 3 cités ci-dessus sont identifiés via les mesures en 3D (Figure 2-24 a)) et 2D (Figure 2-24 b)). Les paramètres calculés pour ce profil sont $R_a = 0,209 \mu\text{m}$, $R_{sk} = -1,04$, $R_{ku} = 2,84$.

Le Skewness permet de vérifier le décentrage de la distribution de hauteurs ($R_{sk} < 0$) en raison des textures. Pour le paramètre R_{ku} , sa valeur est proche de la valeur 3 ce qui traduit une quasi-stabilité de la distribution. La valeur de la moyenne arithmétique, R_a , est peu significative car elle est faussée par la profondeur des cavités et par les rugosités sur les plateaux et en fond de cavité. Ces paramètres ne permettent pas d'estimer la profondeur moyenne des cavités.

Les paramètres R_{vk} et R_{pk} sont calculés à partir de la courbe de portance (Figure 2-25) construite sur la base du profil de textures décrit précédemment. L'aire située au dessus de la ligne moyenne, R_{pk} , correspond aux rugosités observées sur le profil entre les cavités. La valeur de R_{vk} nous permet d'estimer la profondeur moyenne des cavités.

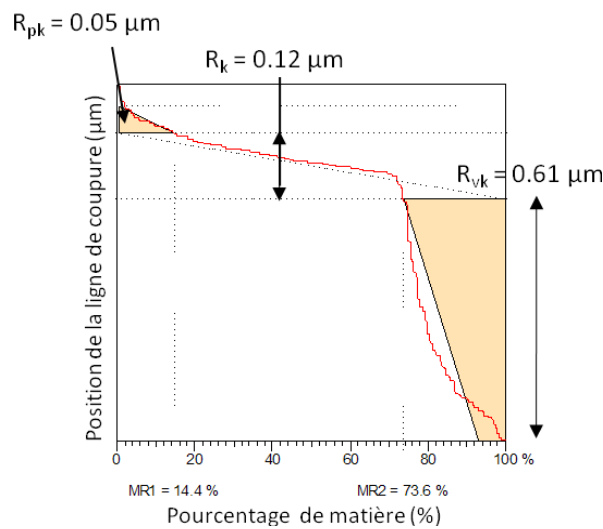


Figure 2-25 - Courbe d'Abbott issue du profil de surface des textures (Figure 2-24).

La caractérisation du quatrième paramètre, à savoir la morphologie du fond de cavité, nécessite un examen en microscopie à force atomique AFM (Figure 2-26) en raison des échelles nanométriques typiques de la rugosité de ces surfaces. On observe un fond de cavité très hétérogène dont les variations de rugosité doivent être contrôlées. Dans certains cas, il a été observé que celles-ci pouvaient être du même ordre de grandeur que la profondeur de la cavité, si les paramètres LASER n'étaient pas optimisés.

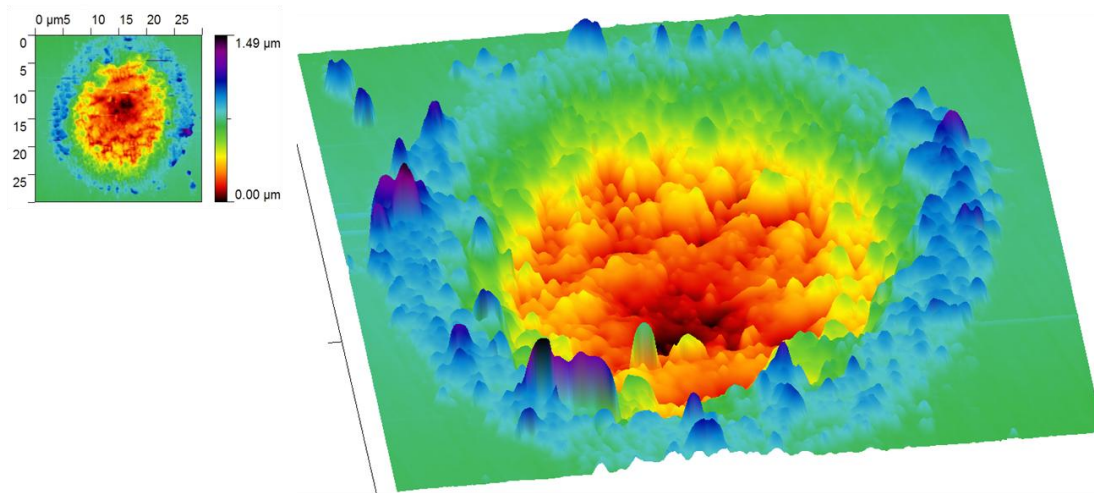


Figure 2-26 - Mesures AFM 2D et 3D d'une cavité de diamètre 20 μm et profondeur 0,5 μm.

2.2.2.3. Surfaces hybrides

Les processus étudiés dans les deux paragraphes précédents : pierrage et texturation LASER peuvent être couplés [87]. La Figure 2-27 illustre une chemise moteur pierrée conventionnelle et des motifs LASER situés au PMH.

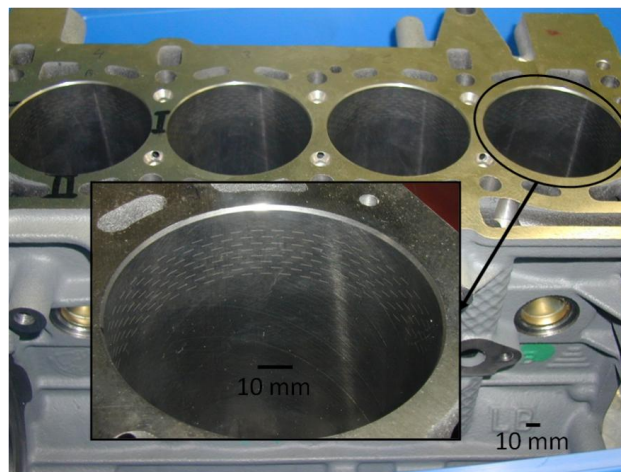


Figure 2-27 - Aperçu du bloc moteur 4 cylindres et agrandissement de l'intérieur d'une chemise : pierrage généralisé et traitement laser localisé [87].

Ce type de surface hybride présente une préparation bimodale car l'enlèvement de matière est réalisé par abrasion mécanique caractéristique du pierrage et par ablation de matière lors du traitement LASER. Le matériau connaît donc des modifications de sa microstructure, de sa rugosité/micro-rugosité, et de sa forme. Chacun de ces processus implante une empreinte topographique sur la surface dont il faut tenir compte lors des mesures de contrôle.

La Figure 2-28 présente un profil obtenu par rugosimètre tactile sur la surface hybride mise à disposition dans le cadre de la thèse. Les opérations de filtrage détaillés au §2.2.1.2 sont réalisés afin de travailler sur les textures. Les profondeurs des creux de pierrage oscillent entre 1 et 3 μm et ceux dus à la texturation sont de l'ordre de 12,4 μm. La distribution de hauteurs est décentrée en raison d'une majorité de creux ($R_{sk} = -4,98$) et la surface est plane ($R_{ku} = 30,3$). Les valeurs de R_{sk} et R_{ku} sont similaires à celles obtenues pour le profil de la chemise pierrée.

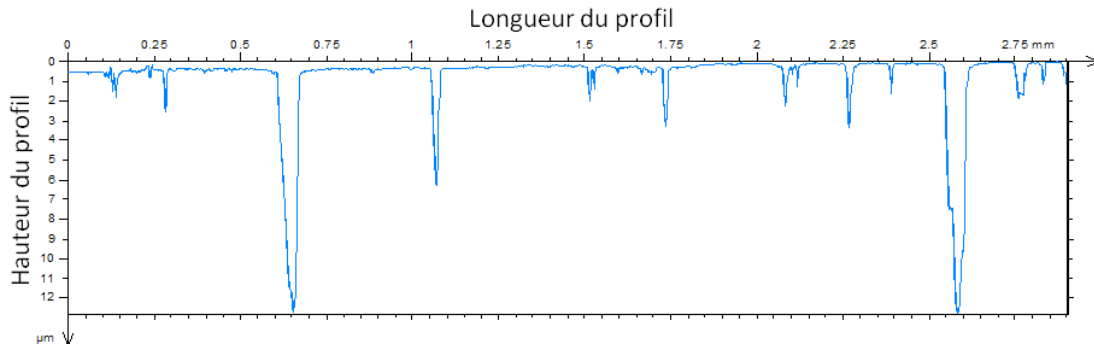


Figure 2-28 - Profil de surface hybride de chemise pierrée – texturée obtenue par rugosimètre tactile [87].

Le tracé de la courbe d'Abbott est illustré Figure 2-29. La valeur de R_{vk} est de 1,06 μm en surface hybride et 0,28 μm en surface pierrée, soit un rapport 3,8 lié aux motifs texturés bien plus profond que les creux dus au pierrage.

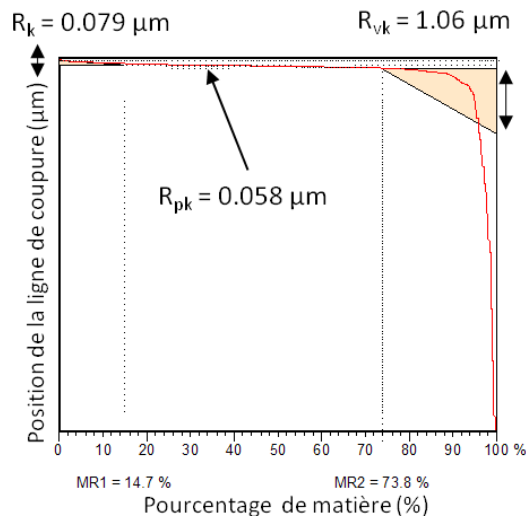


Figure 2-29 - Courbe d'Abbott issue du profil de surface hybride (Figure 2-28) [87].

La caractérisation de tels motifs doit se faire en accord avec la taille et la densité du réseau de motifs. Suivant la fonction de la surface, cet examen peut être effectué sur plusieurs échelles. Il peut être intéressant d'étudier également la morphologie locale du motif au moyen de dispositifs métrologiques adaptés comme la microscopie électronique à balayage (Figure 2-30).

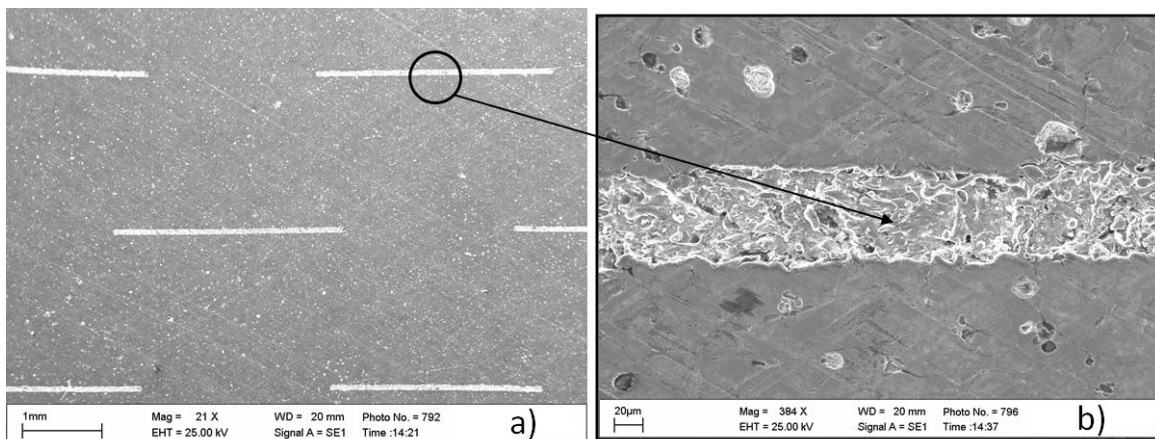


Figure 2-30 - a) Observations au MEB de la chemise pierrée - lasée et b) vue locale d'un motif particulier [87].

Les paramètres morphologiques usuels sont pertinents pour qualifier la topographie de surfaces ne présentant pas de perturbations trop importantes ce qui n'est pas le cas des surfaces texturées et hybrides. Les paramètres comme R_a ou R_q sont inadaptés à la retranscription de l'information morphologique car celle-ci contient plusieurs échelles de rugosité variant sur une gamme très large pour une surface texturée, sur les plateaux entre les cavités et dans les cavités elles-mêmes. Par contre, les paramètres R_{pk} et R_{vk} permettent de prendre en compte ces différences car ils sont spécifiques respectivement des plateaux et des creux du profil. Mais pour des surfaces texturées, ces paramètres ne donnent pas l'accès à la densité des motifs, au nombre de motifs, ni à la rugosité en fond de cavités.

2.3. Morphologie des surfaces texturées et fonction tribologique

Dans la suite, le fil conducteur de ce manuscrit basé sur le triptyque : **Procédé - Caractérisation - Fonction** développé au chapitre 1 est maintenant appliqué aux surfaces texturées. Il se décline de la façon suivante :

- Procédé d'obtention/création/traitement de la surface (fabrication, usinage : polissage, traitement laser sous la forme de réseaux de cavités),
- Caractérisation de la surface (examen métrologique : mesure et traitement),
- Fonction de la surface : diminution du frottement entre les surfaces en contact.

Cette Partie 2.3 se focalisera plus précisément sur les effets des textures sur l'épaisseur de lubrifiant dans le contact grâce à l'interférométrie optique. Les couplages avec le frottement en fonction des différents régimes de lubrification - régime EHD et régime Limite - seront développés aux Chapitres 3 et 4.

2.3.1. Effet d'une texture sur l'épaisseur de lubrifiant

En régime élastohydrodynamique, les conditions de pression et de vitesse entraînent une déformation élastique des surfaces grande devant l'épaisseur du film et un confinement du lubrifiant qui conduit à une augmentation significative de sa viscosité (effet piézo-visqueux). La combinaison de ces deux phénomènes permet au fluide de séparer les surfaces en évitant les interactions solide/solide ou aspérités/aspérités. La Figure 2-31 schématise ces effets sur un contact hertzien, de diamètre 240 μm , en présence d'une surface texturée (cavités de diamètre 20 μm et de profondeur 0,5 μm). La représentation avec des échelles verticales et horizontales identiques permet de visualiser la réalité du confinement dans une interface dont l'épaisseur est mille fois plus faible que sa longueur (Figure 2-31).

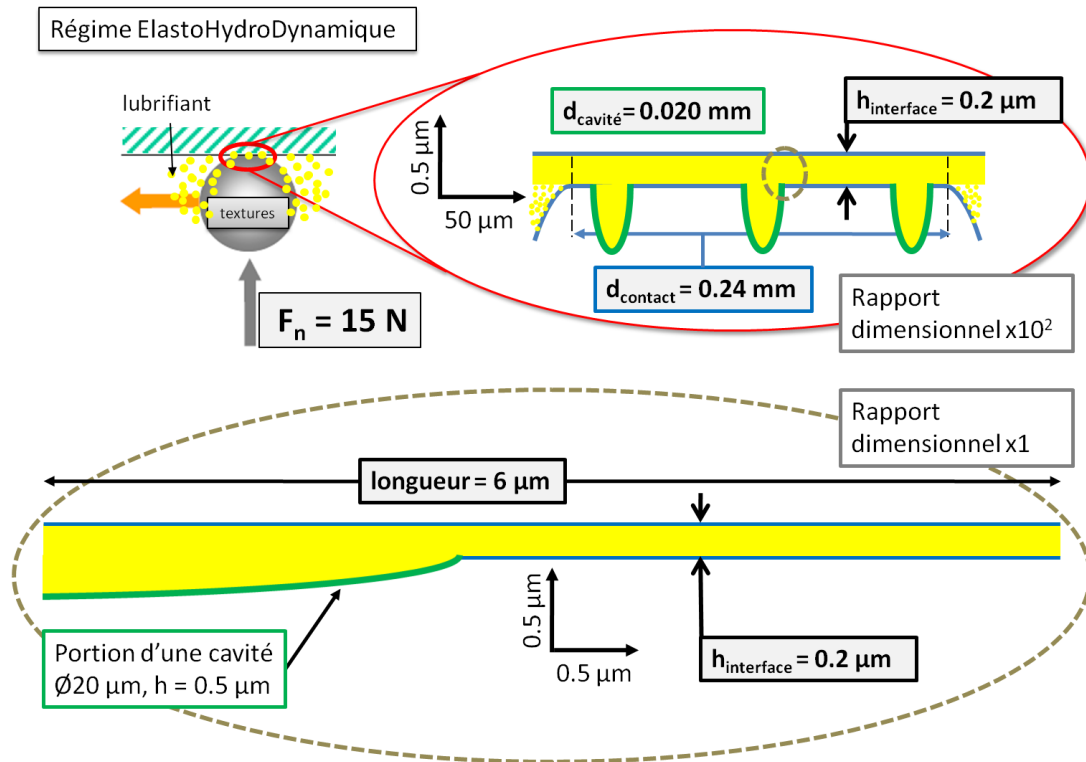


Figure 2-31 - Représentation schématique d'une interface plan/fluide/sphère texturée en régime EHD.

2.3.2. Effets d'un réseau de textures sur l'épaisseur de lubrifiant

Les travaux précédents [65, 67] ont montré que la présence d'une microcavité sur une des surfaces pouvait générer, lors de son passage dans le contact, une augmentation locale de portance. Celle-ci dépend au premier ordre des paramètres suivants :

- La géométrie des textures : profondeur et diamètre,
- les conditions tribologiques : vitesse, pression et surtout le glissement interfacial.

Afin de quantifier le glissement à l'interface, plusieurs grandeurs sont définies :

- la vitesse de glissement U_g , qui correspond à la différence des vitesses linéaires des deux solides. Elle oriente la direction de cisaillement du fluide selon le solide le plus rapide.
- la vitesse d'entraînement U_e est définie comme la demi-somme des vitesses des solides. Le débit de fluide dans l'interface découle directement de U_e .
- Enfin, le taux de roulement - glissement à l'interface ou *SRR* (Sliding Rolling Rate) Σ , associe ces deux grandeurs dans le ratio U_g/U_e , nombre adimensionné caractérisant à la fois le glissement et le débit de fluide dans le contact.

$$\Sigma = 2 \frac{V_{sphère} - V_{disque}}{V_{sphère} + V_{disque}} = \frac{U_g}{U_e}$$

2-8

$$\text{où } U_e = \frac{V_{\text{sphère}} + V_{\text{disque}}}{2} \text{ et } U_g = V_{\text{sphère}} - V_{\text{disque}}$$

L'interférogramme Figure 2-32 illustre la zone de contact lubrifié entre une sphère texturée et un disque en mouvement. A partir d'une série de tests de calibration de l'interféromètre équipant le tribomètre IRIS, il est possible de construire une cartographie de la zone de contact en niveaux d'épaisseurs du film lubrifiant séparant les surfaces.

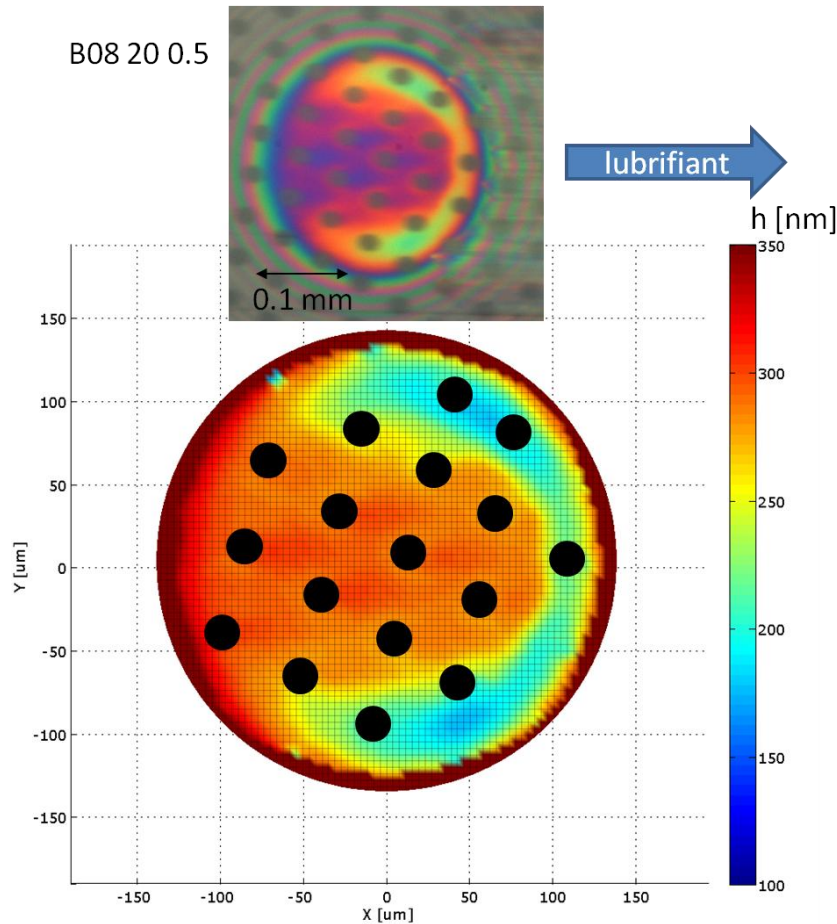


Figure 2-32 - Cartographie de l'épaisseur de lubrifiant en présence de la surface texturée B08-20-0.5 (Cavités de diamètre 20 μm , de profondeur 0,5 μm et de densité surfacique de 15 %) obtenue avec une vitesse d'entraînement U_e de 100 mm/s, un ratio roulement/glisement Σ de +150 %, un effort normal de 11 N (équivalent à une pression de contact de 300 MPa) et à température ambiante. Le lubrifiant est une base minérale 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C.

Le phénomène consécutif au passage d'une cavité dans un contact étant très bref (quelques millisecondes), la charge appliquée est considérée comme constante au cours du passage de la microcavité. La dépression subie par le lubrifiant dans la cavité doit donc s'équilibrer via une augmentation locale de pression au voisinage de la cavité. Cette dernière augmentation qui se produit lorsque le lubrifiant franchit, sous l'effet du cisaillement, le bord avant de la microcavité élève localement la viscosité et par conséquent la portance. Cet accroissement de la pression induit aussi une déformation élastique supplémentaire des surfaces dans la zone correspondante comme l'impose l'équation d'équilibre fondamentale de l'élastohydrodynamique

2.3.3. Effets transitoires d'une microcavité sur la distribution d'épaisseur du film lubrifiant d'un contact EHD

Nous abordons ici plus particulièrement, l'évolution, en fonction du taux de glissement, de l'épaisseur maximale du film lubrifiant lors du passage d'une microcavité réalisée à la surface de la sphère (Figure 2-33). Nous avons choisi des conditions expérimentales, à la fois en termes de géométrie de cavité et de cinématique de contact, qui entraînent une augmentation locale de la portance. C'est pourquoi, une série d'expériences a été menée avec une cavité de dimensions fixées (diamètre de 100 μm et profondeur de 0,3 μm) en maintenant la vitesse d'entraînement constante ($U_e = 0,08$ m/s) et en faisant varier le ratio roulement/glissement de 75 % à 180 %. Cette gamme est accessible en diminuant la vitesse de la sphère, de 0,19 m/s à 0,01 m/s. La texture, présente sur la sphère, traverse donc la zone de contact de plus en plus lentement : son temps de passage dans le contact augmente ainsi de 1,25 ms à 24 ms. De ces durées très courtes résultent des phénomènes fortement transitoires qui ne peuvent être observés qu'en imagerie rapide. Dès que la texture a pénétré entièrement dans la zone de contact, quatre interférogrammes consécutifs sont enregistrés à intervalles réguliers de 350 μs . Pour chacun d'entre eux, un profil d'épaisseur du film lubrifiant est mesuré selon l'axe de symétrie du contact dans la direction d'écoulement afin d'en extraire la valeur maximale en aval de la cavité, $h_{cavité}$. Par ailleurs, une expérience de référence a été effectuée sur surface lisse pour obtenir l'épaisseur de film au centre du contact dans les mêmes conditions opératoires, h_{lisse} .

On définit alors la variation d'épaisseur, notée, \tilde{h} qui permet de comparer l'influence des textures par rapport au cas lisse :

$$\tilde{h} = \frac{\Delta h}{h_{lisse}} \times 100 = \frac{h_{cavité} - h_{lisse}}{h_{lisse}} \times 100 \quad 2-9$$

Ce ratio \tilde{h} est calculé dans chaque cas. Le ratio \tilde{t} est défini comme le rapport entre le temps de présence de la cavité dans le contact pour chaque interférogramme et le temps nécessaire à la cavité pour parcourir la totalité du contact (la largeur de contact est de 240 μm). La Figure 2-33 présente l'évolution de \tilde{h} en fonction de \tilde{t} , pour différentes vitesses de glissement, à iso vitesse d'entraînement.

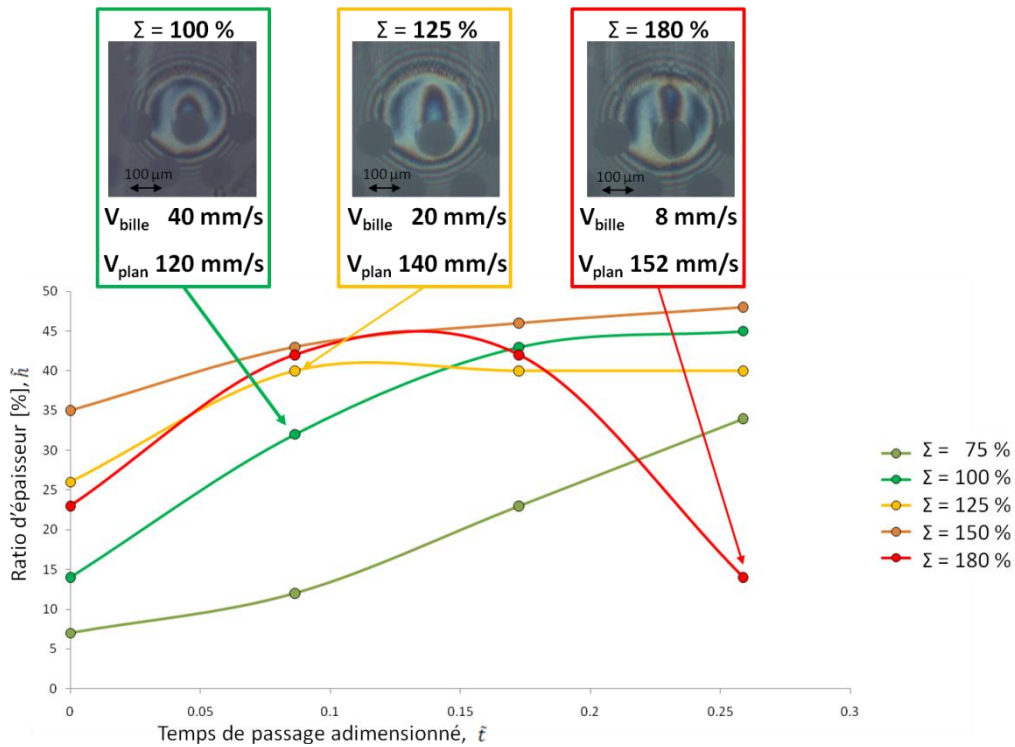


Figure 2-33 - Evolution de l'accroissement relatif maximal de l'épaisseur maximale lors du passage d'une cavité de diamètre $100\ \mu\text{m}$ et de profondeur $0,3\ \mu\text{m}$, pour différentes valeurs du taux de glissement Σ . La vitesse d'entraînement est maintenue constante à $0,08\ \text{m/s}$. Le lubrifiant utilisé est une base minérale 400 NS de viscosité $0,25\ \text{Pa}\cdot\text{s}$ à 20°C .

On observe l'existence d'une valeur optimale du taux de glissement, $\Sigma = 150\%$, pour laquelle le renforcement transitoire de l'épaisseur de film est maximal (+48 %). Ce niveau est atteint pratiquement dès l'entrée de la cavité dans la zone de contact et se maintient tout au long du passage de la cavité. Lorsque Σ est supérieur à 150% , on constate un renforcement moindre du film au bout du premier quart du parcours de la texture dans la zone de contact puis, \tilde{h} passe de +42 % à +14 %.

2.3.4. Effet d'un défaut morphologique de la cavité

Ce paragraphe s'intéresse au cas d'une cavité particulière dont la morphologie en fond n'est pas homogène. Deux régions de profondeurs différentes, $0,2\ \mu\text{m}$ et $0,6\ \mu\text{m}$, se distinguent nettement sur l'image topographique tridimensionnelle de la cavité (Figure 2-34) réalisée par interférométrie optique à lumière blanche.

La question se pose ici de savoir quelles seront les conséquences de ce défaut géométrique sur la réponse du fluide en aval de cette texture particulière.

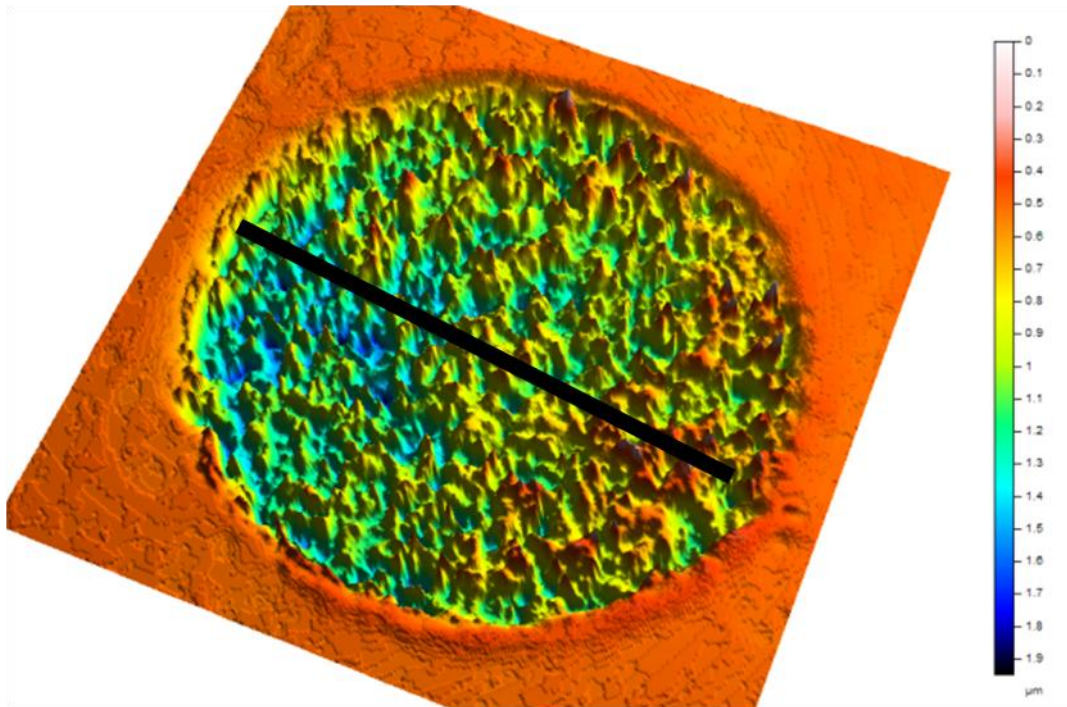


Figure 2-34 - Image topographique tridimensionnelle de la cavité de diamètre $60\ \mu\text{m}$ et de profondeur « moyenne » $0,4\ \mu\text{m}$. Les niveaux de couleurs illustrent bien l'hétérogénéité de la profondeur de cavité. La mesure est effectuée par interférométrie optique à lumière blanche sur une surface de $80\ \mu\text{m} \times 80\ \mu\text{m}$. Le trait noir indique le profil extrait porté sur la Figure 2-35.

Si on néglige les déformations élastiques des surfaces, il est possible de se représenter la morphologie du relief rencontré par le fluide dans la cavité. Pour ce faire, des courbes enveloppes du profil sont créées Figure 2-35 c) à partir d'un algorithme qui relie les extremums (minimums et maximums) de la rugosité par des éléments de type arc de cercle de diamètre $100\ \mu\text{m}$.

L'expérience montre effectivement que la distribution d'épaisseur locale du film lubrifiant est fortement impactée par la morphologie du fond de la cavité (Figure 2-35 a) et b)). Pour expliciter ce phénomène, il est nécessaire de considérer deux profils distincts :

- le profil de rugosité de la cavité, noté A-A en bleu (Figure 2-35 c)),
- le profil de la distribution d'épaisseur de film lubrifiant en aval de l'écoulement, noté B-B en rouge (Figure 2-35 b)).

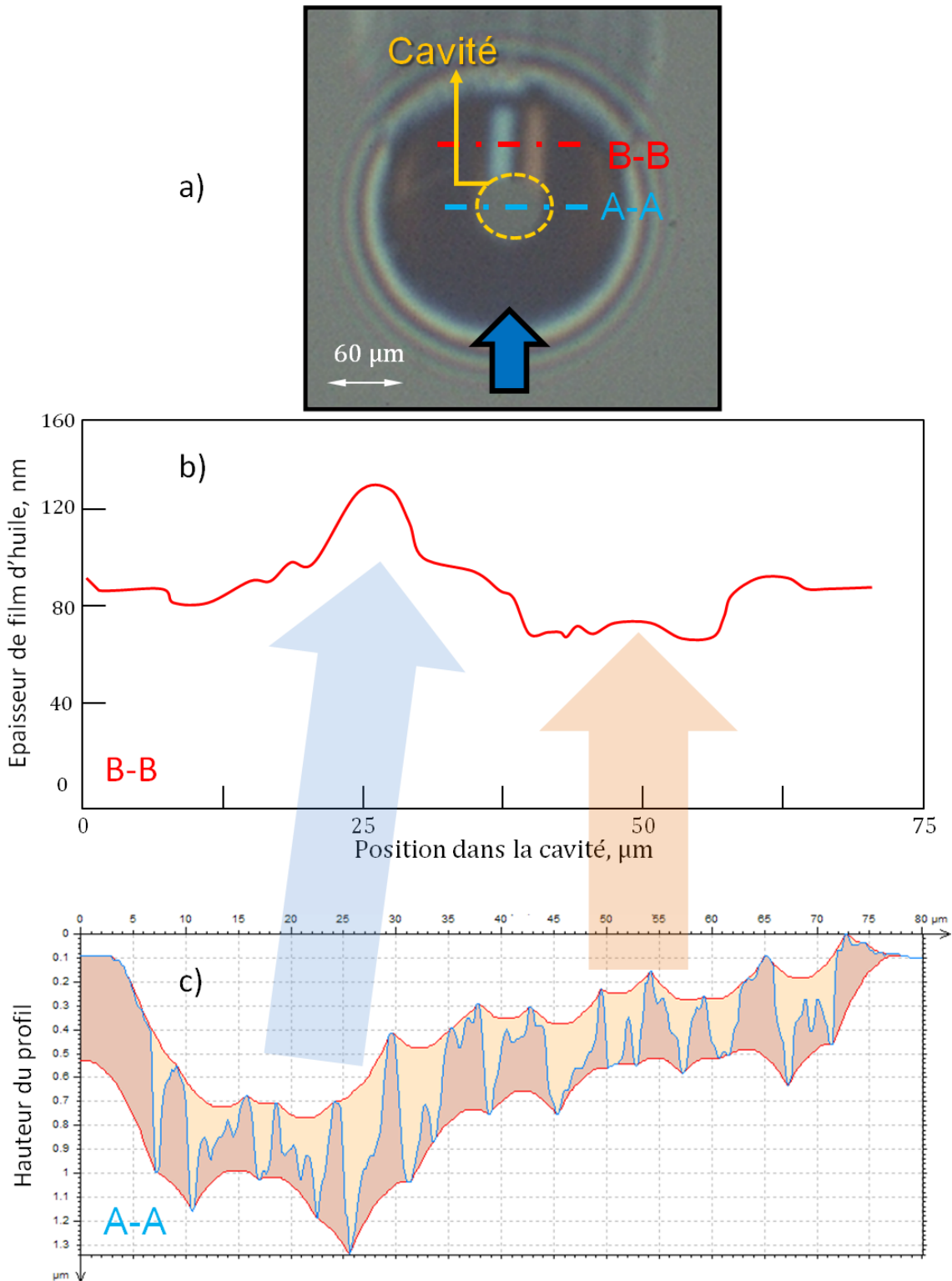


Figure 2-35 - a) Influence de la morphologie du fond de cavité sur la distribution d'épaisseur de film lubrifiant en régime EHD stationnaire. L'expérience est réalisée avec une base minérale 400 NS, en glissement pur (Vitesse sphère nulle) à 0,025 m/s [88]. b) Epaisseurs de film d'huile calculée le long du profil B-B. c) Profil A-A, extrait par interférométrie optique, illustre la topographie en fond de cavité. Les courbes enveloppes en rouge sont représentatives de l'état de surface vu par le fluide dont la direction d'écoulement est fléchée en bleu.

Deux effets antagonistes sont observés :

- la partie inférieure du profil de la cavité ayant une profondeur moyenne de 0,6 μm, induit en son aval une augmentation d'approximativement 30 % de l'épaisseur du film lubrifiant qui

passé de 90 nm à 120 nm. Cette surépaisseur est marquée dans l'interférogramme par une traînée bleue,

- la seconde partie du profil correspondant à la plus faible profondeur de la cavité (environ 0,2 μm) entraîne, toujours en son aval une réduction de l'épaisseur de lubrifiant d'environ 22 % (de 90 nm à 70 nm) à laquelle correspond la traînée marron clair visible sur l'interférogramme.

En résumé, la forme du profil d'épaisseur en sortie de cavité est parfaitement corrélée à la forme du fond de la cavité. Par conséquent, dans la limite de la résolution des mesures interférométriques, on peut affirmer que c'est bien la morphologie globale de la texture du fond de la cavité, et non sa micro-rugosité qui influe sur la capacité du lubrifiant à former un film EHD en aval de l'écoulement. Les courbes enveloppes du profil de la cavité montrent explicitement le lien direct entre la morphologie et la distribution locale de l'épaisseur du film lubrifiant. Ce résultat confirme deux points :

- la profondeur moyenne de la cavité est un paramètre clé,
- la morphologie particulière du fond de cette cavité nous permet de délimiter la gamme de profondeur qui provoque un renforcement local du film.

Dans les conditions expérimentales explorées, une cavité unique d'une profondeur moyenne de 600 nm améliore ($\tilde{h} = +30\%$) localement et transitoirement la lubrification dans la zone de haute pression du contact. Ceci étant, le système de visualisation ne permet pas d'observer le comportement du fluide au niveau des aspérités en fond de cavité. Il n'est donc pas exclu que les écoulements micro-fluidique qui se produisent à ces échelles très fines de rugosités ne puissent pas jouer un rôle sur la formation du film lubrifiant en sortie de la cavité, c'est-à-dire à une échelle 100 à 1000 fois plus grande. Par ailleurs, on peut raisonnablement supposer que les capacités de mouillage du lubrifiant soient sensibles la topographie locale de la cavité, ce qui aurait pour conséquence de modifier les conditions aux limites de l'écoulement et donc la réponse tribologique du contact.

2.4. Conclusions

Dans ce chapitre, un bilan des techniques topographiques existantes a été dressé et a permis de donner des méthodologies pour choisir l'outil de mesure topographique adapté en fonction des caractéristiques de la surface étudiée : forme, ondulation, rugosité, micro-rugosité, pente et courbure des aspérités... Ensuite, dans le contexte de la problématique scientifique et industrielle à l'origine de ce travail, l'analyse des données obtenues est réalisée via un nombre limité de paramètres pertinents pour l'évaluation de l'état des surfaces pierrées et texturées. En particulier les paramètres, R_{pk} et R_{vk} , déduits de la courbe d'Abbott sont particulièrement bien adaptés à l'analyse de ce type de surface.

La fonction des surfaces texturées est de réduire le frottement des contacts lubrifiés et d'augmenter la portance hydrodynamique locale. Dans la dernière partie de ce chapitre, la lubrification du contact

en présence de texture a été étudiée dans le cas du régime EHD. L'influence d'un réseau de texture sur la distribution d'épaisseur du film interfacial a été détaillée et les paramètres significatifs ont été identifiés. Pour un jeu de conditions opératoires fixé, la grandeur géométrique clé est la profondeur de la cavité. Pour une texture de dimensions données, la grandeur tribologique clé est le ratio roulement/glissement qui contrôle à la fois le glissement interfacial et le débit de lubrifiant dans le contact. A l'issue de ce premier volet de l'étude, les meilleures performances vis-à-vis de l'augmentation locale de l'épaisseur du film de lubrifiant sont obtenues pour une cavité ayant un diamètre maximal de 100 μm , une profondeur maximale de 0,6 μm dans un contact soumis à un taux de glissement de 150 %. De plus, il a été montré que la morphologie globale de la texture du fond de la cavité, et non sa micro-rugosité influe sur la capacité du lubrifiant à former un film EHD en aval de l'écoulement.

Les effets d'une cavité ou d'un réseau de cavités, sur la lubrification et le frottement, en régime EHD et limite seront développés dans les chapitres 3 et 4 respectivement.

Chapitre 3. Etude tribologique du régime ElastoHydroDynamique

Les conditions tribologiques rencontrées dans l'assemblage Segment-Piston-Chemise (SPC), détaillées dans le chapitre 1, sont complexes. Dans un objectif de compréhension, la simplification de ce système est nécessaire et peut se réduire à l'étude du seul contact Segments/Chemise, et plus particulièrement à celui du premier segment. C'est en effet le contact le plus sévèrement sollicité dans cet assemblage. Il subit des pressions de quelques mégapascals à 300 MPa. Ce gradient de pression nous oblige à dissocier trois régimes de lubrification, le régime hydrodynamique (HD), le régime élastohydrodynamique (EHD) et le régime de lubrification limite (LL), qui sera étudié dans le chapitre suivant. Le régime EHD s'établit entre des surfaces métalliques, généralement pour des pressions supérieures à 100 MPa, où les déformations élastiques des surfaces en contact interviennent dans le processus de formation du film lubrifiant piézo-visqueux.

A ces gradients de pression, il faut ajouter :

- l'existence de gradients de températures élevées, entre 100°C et 200°C,
- des vitesses de glissement variant entre 0 et 15 m/s,

qui contribuent à la dégradation du lubrifiant. En effet, ces conditions entraînent des cisaillements importants qui éprouvent et détériorent l'efficacité du lubrifiant. Par conséquent, ces paramètres multiples génèrent des conditions tribologiques fluctuantes. Parmi ceux-ci, la topographie de surface et la dégradation du lubrifiant se présentent comme des paramètres perturbants la lubrification du contact Segment/Chemise ou au contraire capables de la contrôler s'ils sont maîtrisés. C'est en ce sens que nous allons caractériser les performances tribologiques de nos surfaces d'études fonctionnalisées par LASER femtoseconde en termes de contrôle de la portance locale et du coefficient de frottement. Pour cela, nous ne chercherons pas à reproduire les conditions extrêmes de l'assemblage SPC, notamment les vitesses et les températures dont la transposition sur un tribomètre de laboratoire est très complexe, mais tâcherons d'identifier les mécanismes fondamentaux de la lubrification en surface lisse (§3.1.2) puis en présence de texture (§3.1.3). Nous nous focaliserons sur des expérimentations de traction à épaisseur de film épais puis sur des écoulements continus d'épaisseur d'huile variées (§3.2). Enfin, le troisième paragraphe discutera des principaux paramètres mis en évidence.

Chapitre 3. Etude tribologique du régime ElastoHydroDynamique	88
3.1. Contact roulant-glissant en film épais	90
3.1.1. Protocole expérimental.....	90
3.1.2. Réponse en traction d'une surface lisse de référence	91
3.1.3. Réponse en traction d'une surface texturée.....	93
3.1.3.1. Effet de la géométrie des textures	93
3.1.3.2. Effet du temps de résidence.....	95
3.2. Contact en écoulement continu d'épaisseur de film faible.....	97
3.2.1. Protocole expérimental.....	97
3.2.2. Surface texturée avec une cavité unique	100
3.2.2.1. Epaisseur de lubrifiant en aval de la cavité	100
3.2.2.2. Réponse en frottement d'une cavité.....	101
3.2.2.3. Discussion sur la rétention de l'huile par les cavités	103
3.2.3. Surface texturée avec un réseau de motifs.....	107
3.2.3.1. Distribution des épaisseurs de film lubrifiant.....	107
3.2.3.2. Réponse en frottement d'un réseau de cavités	109
3.3. Discussions et conclusions.....	111
3.3.1. Paramètres clés dans le contrôle du frottement et de la portance	111
3.3.2. Localisation des textures dans la zone de contact	114
3.3.3. Modèle de lubrification transitoire en présence de surfaces texturées	115
3.3.3.1. Equation de Reynolds transitoire	115
3.3.3.2. Application à une bille texturée avec une cavité unique	116
3.3.3.3. Application à une bille texturée avec plusieurs cavités.....	118
3.3.4. Conclusions	120

3.1. Contact roulant-glissant en film épais

3.1.1. Protocole expérimental

Dans cette campagne expérimentale réalisée sur le tribomètre IRIS, le lubrifiant subit un glissement continu, à vitesse d'entraînement constante et vitesse de cisaillement variable, afin d'établir une courbe dite de traction. En vertu de l'équation de Reynolds, ces conditions permettent d'assurer que le débit de lubrifiant et l'épaisseur du film séparant les surfaces sont théoriquement constants, alors que la vitesse de cisaillement de l'interface varie. La vitesse d'entraînement U_e peut être maintenue constante, soit en accélérant la vitesse du disque et en ralentissant la vitesse de la sphère, soit en ralentissant la vitesse du disque et en accélérant celle de la sphère. Les deux solides en contact sont entraînés en rotation dans la même direction à des vitesses différentes incrémentées par plateaux de 100 secondes, de 10 mm/s à 190 mm/s. Ces variations permettent de décrire le comportement tribologique du contact dans des conditions allant du roulement pur jusqu'au glissement pur. L'effort normal de 10 N correspond à une pression maximale de contact de 300 MPa proche des conditions de chargement de la segmentation.

L'évolution du contact est alors caractérisée par l'enregistrement simultané des interférogrammes et du couple de frottement en fonction du temps. Après traitement, ces données permettent après traitement d'accéder respectivement à la distribution d'épaisseur du film lubrifiant et au frottement interfacial. En raison des vitesses imposées au système, la mesure requiert un temps de cisaillement minimal pour garantir l'existence d'un régime de vitesse établi et enregistrer un nombre suffisant de points de mesure, afin de satisfaire le théorème de Shannon. Des paliers de roulement pur sont effectués tout au long du test pour contrôler une éventuelle dérive du capteur de couple et l'existence d'endommagements des surfaces. La Figure 3-1 présente la cinématique de contact et les zones de roulement pur.

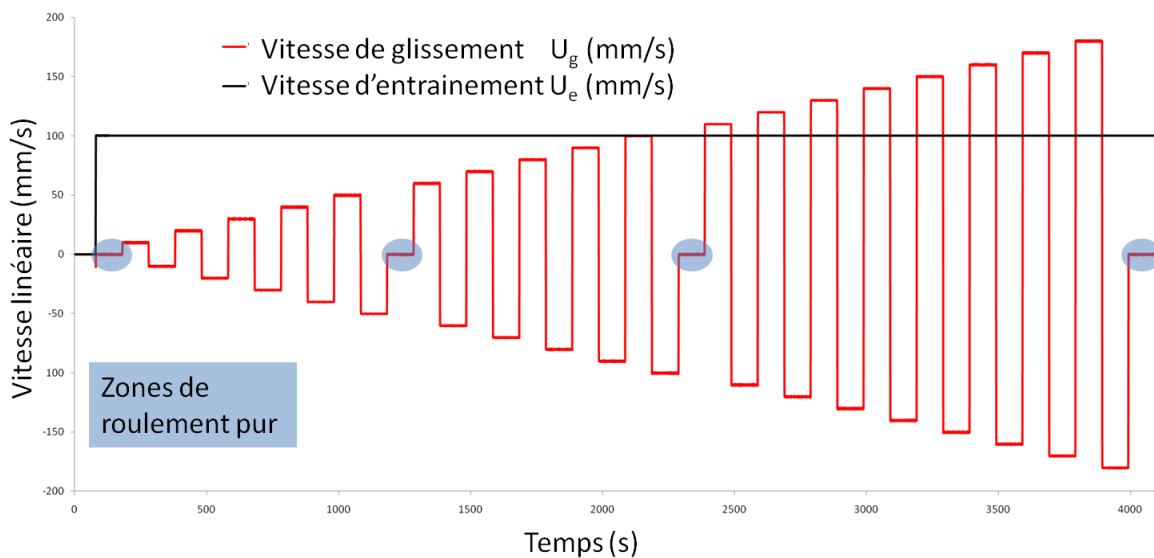


Figure 3-1 - Evolution des vitesses de glissement U_g et d'entraînement U_e au cours du temps lors d'une expérience visant à l'établissement d'une courbe de traction. Les conditions opératoires sont $U_e = 100$ mm/s et $U_g = \pm 190$ mm/s.

La force de frottement est évaluée via la moyenne du signal de couple mesuré et la contrainte de cisaillement en est déduite. Cette contrainte provient de deux contributions [89] :

- la contribution à l'écoulement de Poiseuille résulte du gradient de pression entre l'entrée du contact (pression atmosphérique) et le contact (pression du contact) donnée par :

$$\tau_{Poiseuille} = -\frac{h \delta p}{2 \delta x} \quad 3-1$$

- la contribution à l'écoulement de Couette provient de la force d'entraînement visqueuse qui agit sur le fluide donnée par :

$$\tau_{Couette} = \frac{\Sigma \cdot U_e \eta}{h} \quad 3-2$$

Ces deux contributions donnent donc la contrainte de cisaillement totale en régime élastohydrodynamique :

$$\tau = \frac{\Sigma \cdot U_e \eta}{h} - \frac{h \delta p}{2 \delta x} \quad 3-3$$

Où U_e est la vitesse d'entraînement en m/s, η la viscosité dynamique en Pa.s, h l'épaisseur de film en m, p la pression en Pa et Σ le taux de glissement (Sliding Rolling Ratio - *SRR*) défini au chapitre 2, §2.3.2.

En changeant de direction de glissement, le *SRR* change de signe. Il en est de même pour la contrainte de Couette. Ainsi, en faisant la différence des contraintes de cisaillement totales dans chaque direction de glissement, la contrainte de Poiseuille s'annule. Cette étape est réalisée pour obtenir seulement la contribution due au glissement (la contrainte de Couette) déterminée expérimentalement à partir de la moyenne des couples C^+ et C^- mesurés pour deux *SRR* de même valeur absolue et de signes opposés.

Le coefficient de frottement dû au glissement est alors donné par :

$$\mu = \frac{C_{frottement}}{\delta_{contact} F_N} \quad 3-4$$

Où $C_{frottement} = (C^+ + C^-)/2$, F_N est la charge appliquée au contact et $\delta_{contact}$ est la distance du centre du contact au centre du disque en m.

3.1.2. Réponse en traction d'une surface lisse de référence

Ce protocole est appliqué à un lubrifiant et à une surface lisse afin d'établir la configuration de référence. L'huile de base est la 600 NS, il s'agit d'une base de produits naphéniques et paraffiniques. Dans les conditions opératoires, $T = 20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$, sa viscosité dynamique est de 0,25

Pa.s. La courbe de viscosité dynamique en fonction de la température a été obtenue expérimentalement et est disponible en annexe 1 du document.

La courbe de couple mesuré brut en fonction du temps est illustrée Figure 3-2.

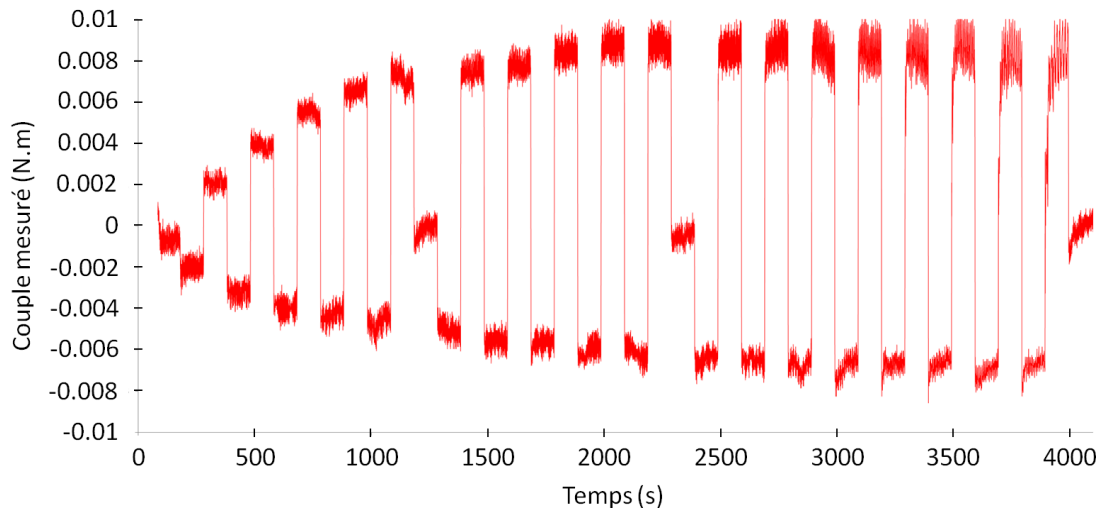


Figure 3-2 - Evolution du couple mesuré en fonction du temps. Huile de base utilisée 600 NS. $U_e = 100$ mm/s et $U_g = \pm 190$ mm/s. $F_N = 10$ N. Température d'essai de $20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$.

Après traitement du couple mesuré, le coefficient de frottement obtenu est tracé en Figure 3-3. Deux cas se distinguent :

- $\Sigma < 0$, la vitesse de la sphère est supérieure à celle du disque.
- $\Sigma > 0$, la vitesse du disque est supérieure à celle de la sphère.

Cette courbe constitue la réponse du fluide en cisaillement pour une épaisseur de film donnée et une surface donnée. On observe que la courbe n'est pas symétrique par rapport à 0. Cette asymétrie est attribuée à la différence des matériaux de chacune des deux surfaces : acier / silice. De plus, le fluide présente un comportement linéaire pour des faibles cisaillements, caractéristique des effets newtoniens. Puis, la droite est légèrement incurvée indiquant des effets non newtoniens autour de $\Sigma = \pm 50$ %. Enfin, un plateau est observé à fort cisaillement. L'observation des interférogrammes enregistrés tout au long de l'expérience indique une couleur constante au niveau de la zone centrale du contact. L'épaisseur de film lubrifiant reste donc similaire et de l'ordre de $0,24 \mu\text{m}$. Ceci montre que quel que soit le cisaillement, le coefficient de frottement n'évolue plus traduisant un comportement viscoplastique du fluide.

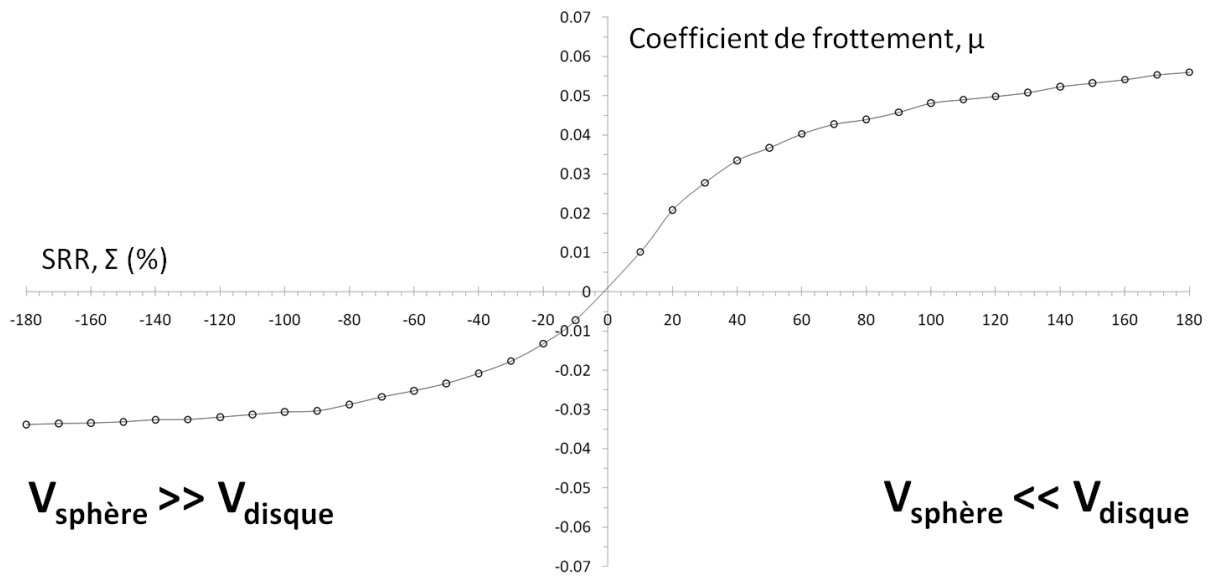


Figure 3-3 - Evolution du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement Σ pour une huile de base 600 NS soumise à une vitesse d'entraînement $U_e = 100$ mm/s et une charge normale $F_N = 10$ N. La température est de $20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$. En raison de la valeur particulière de U_e , ici $U_g = SRR$ en mm/s.

La courbe de traction relative à la surface lisse de référence étant établie, le paragraphe suivant expose et compare les résultats obtenus en surface texturée.

3.1.3. Réponse en traction d'une surface texturée

3.1.3.1. Effet de la géométrie des textures

Un ensemble de sphères texturées est étudié en faisant varier les paramètres géométriques des textures :

- \varnothing , le diamètre des cavités en μm ,
- d , la profondeur des cavités en μm ,
- $N_{cavités}$, le nombre de cavités retenues dans le contact,
- T_s , le taux de couverture de la surface texturée défini au chapitre 2,

Pour rappel, les surfaces sont référencées selon une nomenclature regroupant les dimensions et le taux de couverture des textures. Le modèle est le suivant $B00 \varnothing -d-T_s$.

- $B00$ correspond au numéro de l'échantillon sphérique 00,
- T_s est le taux de couverture surfacique de la texturation en %.

L'ensemble des réseaux de textures étudiés est présenté sur l'histogramme de la Figure 3-4.

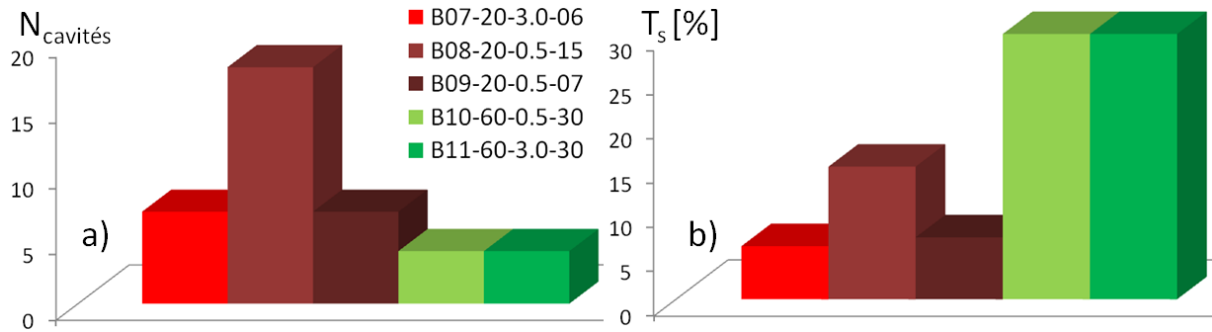


Figure 3-4 - Histogramme classifiant les différentes surfaces texturées en fonction des paramètres suivants : a) $N_{cavités}$, le nombre de cavités et b) T_s , le taux de surface texturée (en pourcentage).

La réponse tribologique des différentes surfaces texturées est présentée sur la courbe $\mu(\Sigma)$ en Figure 3-5 où on retrouve des tendances similaires à celles observées pour la surface lisse.

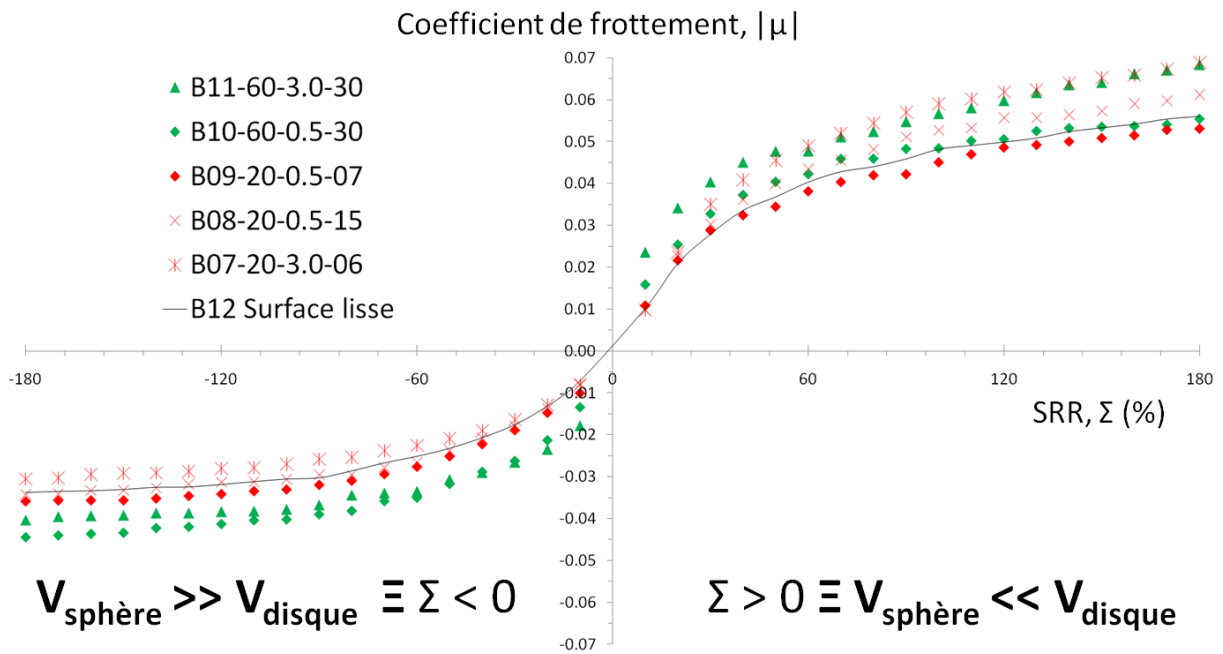


Figure 3-5 - Évolution du coefficient de frottement moyen en fonction du taux de glissement, Σ , pour les différentes surfaces B07 à B12. L'huile de base utilisée est l'huile 600 NS. Les conditions opératoires sont $U_e = 100$ mm/s, $F_N = 10$ N, $T = 20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$.

Les niveaux de frottement des couples de surfaces [B10 et B11] et [B09 et B07] sont comparés pour discuter de l'influence de la profondeur d des textures à diamètre de cavité et à taux de couverture constants.

- Pour le cas $\Sigma < 0$, c'est-à-dire lorsque la vitesse de la surface texturée (ici la sphère) est supérieure à celle de la surface lisse (ici le disque), le frottement diminue quand d augmente. En effet $\mu_{B10} > \mu_{B11}$, $\mu_{B07} < \mu_{B09}$.
- Pour le cas $\Sigma > 0$, c'est-à-dire lorsque la vitesse de la surface texturée (ici la sphère) est inférieure à celle de la surface lisse (ici le disque), le frottement augmente quand d augmente. En effet, $\mu_{B10} < \mu_{B11}$, et $\mu_{B07} < \mu_{B09}$.

De plus, la comparaison des valeurs de frottement mesurées avec les surfaces [B08 et B09] dont les textures présentent des diamètres et des profondeurs identiques, permet de déterminer l'impact du paramètre T_s .

- Pour le cas $\Sigma < 0$, le frottement diminue quand T_s augmente, $\mu_{B08} < \mu_{B09}$.
- Pour le cas $\Sigma > 0$, le frottement augmente quand T_s augmente, $\mu_{B08} > \mu_{B09}$.

Enfin, la texture B07-20-3.0-06 conduit à la réduction du frottement la plus importante, environ 12 % par rapport à un contact lisse, pour $\Sigma < 0$. Dans le cas opposé, $\Sigma > 0$, la texture B09-20-0.5-07 induit une diminution de frottement, environ 7 % par rapport à un contact lisse. Ces observations attestent que le coefficient de frottement est influencé par le signe du taux de glissement (SRR). Comme les textures sont seulement présentes sur la surface de la sphère, ces premières constatations expérimentales montrent donc que le temps de passage des textures dans le contact est un paramètre fondamental dans le contrôle du frottement au même titre que leur géométrie (diamètre, profondeur et taux de couverture des textures).

3.1.3.2. Effet du temps de résidence

Au vu des résultats expérimentaux du paragraphe précédent et afin de mieux comprendre l'impact de la texturation de surface sur la réponse tribologique d'un contact, nous introduisons le temps de résidence d'une cavité dans l'interface de contact. Celui-ci se déduit de l'équation suivante :

$$t_d = \frac{2a}{V_{sphère}} \quad 3-5$$

t_d traduit le temps de parcours nécessaire à un point de la surface de la sphère pour traverser l'interface de contact, d'une longueur de $2a$, à la vitesse de la sphère $V_{sphère}$.

Dans les conditions opératoires du protocole défini §3.1.1, ce paramètre varie sur une gamme allant de 1,26 ms à 24 ms (Figure 3-6). Le temps de référence t_0 est choisi arbitrairement comme le temps de résidence à Σ nul, c'est-à-dire en roulement pur (pour $U_e = 100$ mm/s, $t_0 = 2,4$ ms). Ainsi lorsque Σ est négatif, $t_d > t_0$ et lorsque Σ est positif, $t_d < t_0$. On remarquera que pour $\Sigma < 0$, t_d / t_0 décroît lentement entre 0.5 et 1 alors que pour $\Sigma > 0$, t_d / t_0 varie beaucoup dans une gamme de 1 à 10.

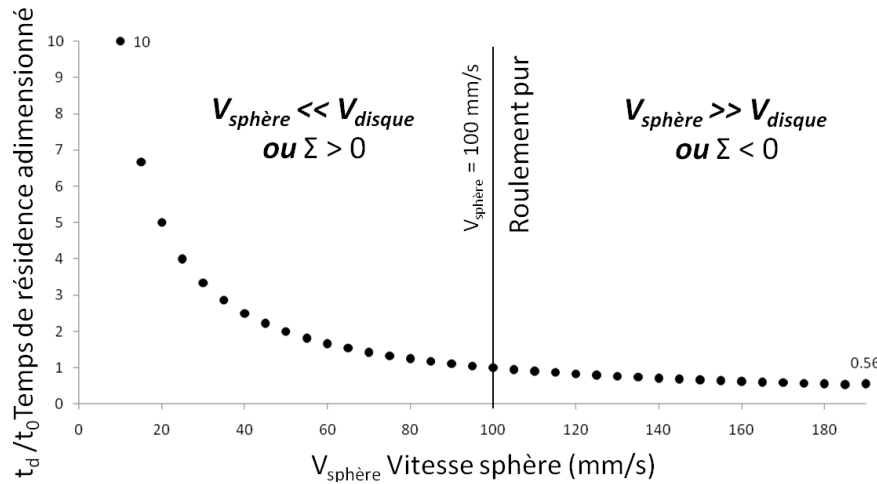


Figure 3-6 - Evolution du temps de résidence adimensionné t_d/t_0 en fonction de la vitesse de la sphère $V_{sphère}$ (mm/s).

Ces différents cas sont illustrés par les courbes $\mu(t_d/t_0)$ des Figure 3-7 et Figure 3-8 présentant les évolutions du coefficient de frottement, μ , en fonction du temps de résidence t_d/t_0 adimensionné pour les différents réseaux de textures. L'influence de la texture sur la réponse en frottement semble bien corrélée à la fois à la profondeur des textures, d et au temps de résidence, t_d . En effet, on remarque bien l'effet de la profondeur d des textures soulignée par les surfaces les plus bénéfiques en frottement telles que B07-20-3.0-06, pour le cas $t_d/t_0 < 1$, appartenant à la famille des textures de profondeur 3,0 μm et B09-20-0.5-07 pour le cas $t_d/t_0 > 1$, appartenant à la famille des textures de profondeur 0,5 μm .

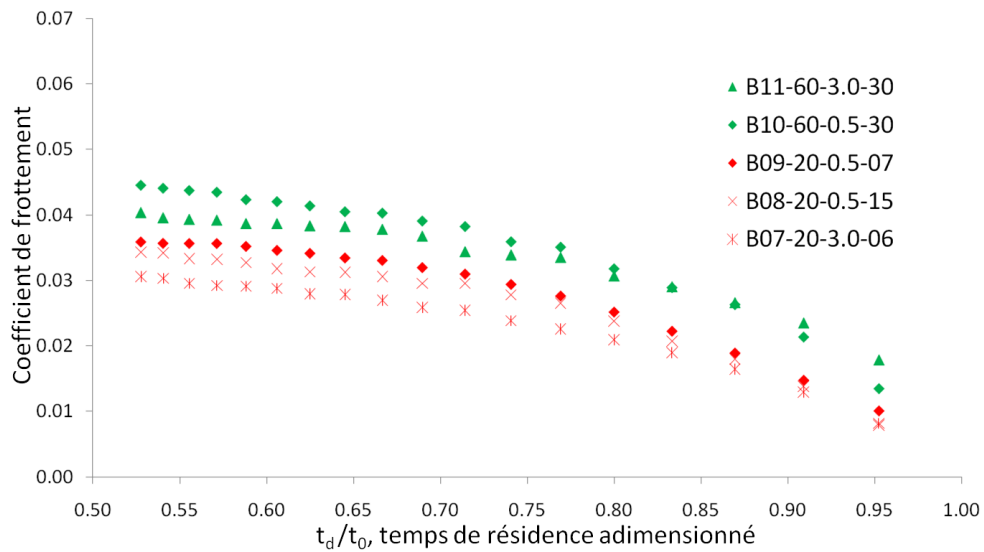


Figure 3-7 - Evolution du coefficient de frottement en fonction de t_d/t_0 le temps de résidence adimensionné pour les différentes surfaces B07 à B12 dans le cas $t_d/t_0 < 1$.

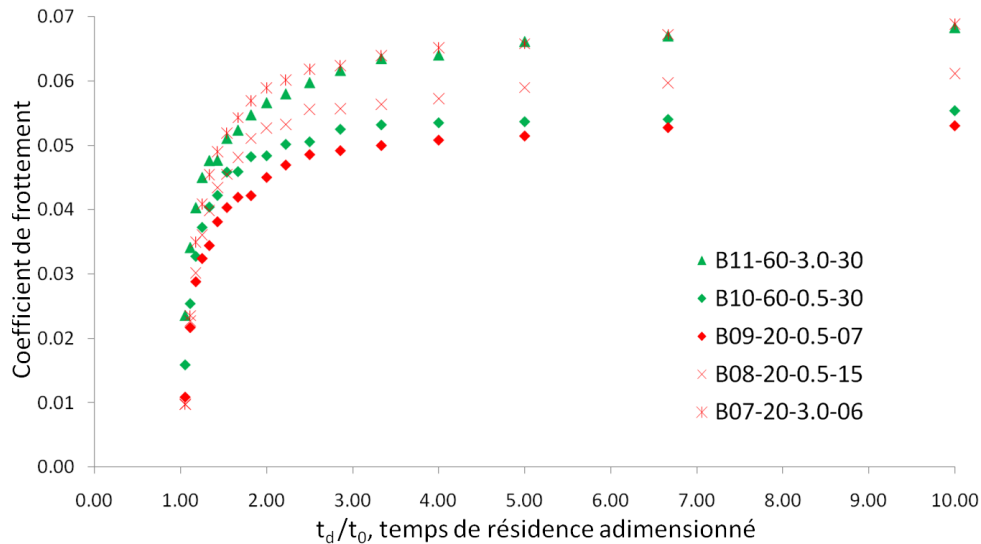


Figure 3-8 - Evolution du coefficient de frottement en fonction de t_d/t_0 le temps de résidence adimensionné pour les différentes surfaces B07 à B12. dans le cas $t_d/t_0 > 1$.

La seconde partie de ce chapitre sera consacrée au comportement tribologique de contacts élastohydrodynamiques lisses et texturés dans des conditions plus sévères induites par un glissement pur alternatif de faible vitesse. Cette cinématique conduisant à des épaisseurs de film lubrifiant faibles ($< 0,1 \mu\text{m}$) se rapproche de celle d'un contact SPC au niveau de son point de rebroussement (PMH/PMB).

3.2. Contact en écoulement continu d'épaisseur de film faible

3.2.1. Protocole expérimental

Cette deuxième campagne expérimentale vise à caractériser le comportement du contact en glissement pur dans un régime transitoire complexe (Figure 3-9). Un mouvement de rotation alternatif est imposé au disque tandis que la sphère est immobile. Le but est de simuler une cinématique analogue à celle du contact SPC, à ceci près que le rôle des surfaces est inversé pour des raisons techniques spécifiques au tribomètre IRIS. Le disque est entraîné sur une distance de 15 mm avec une vitesse linéaire décrivant une forme de créneau dont la valeur maximale est de 25 mm/s. La sphère étant fixe, le temps de résidence défini précédemment est infini dans ce type de protocole. De plus, la fréquence et l'amplitude sont adaptées afin de garantir la stabilité vibratoire de la structure mécanique. L'enregistrement d'interférogrammes est effectué par imagerie rapide.

Les expérimentations qui suivent ont été réalisées à charge normale imposée et constante de 10 N entre la sphère et le disque. Cela correspond à une pression moyenne de 300 MPa représentative de la pression exercée au niveau du contact SPC et un diamètre de Hertz de 0,240 mm. Dans cette campagne, le taux de glissement (SRR) est donc de -200 %.

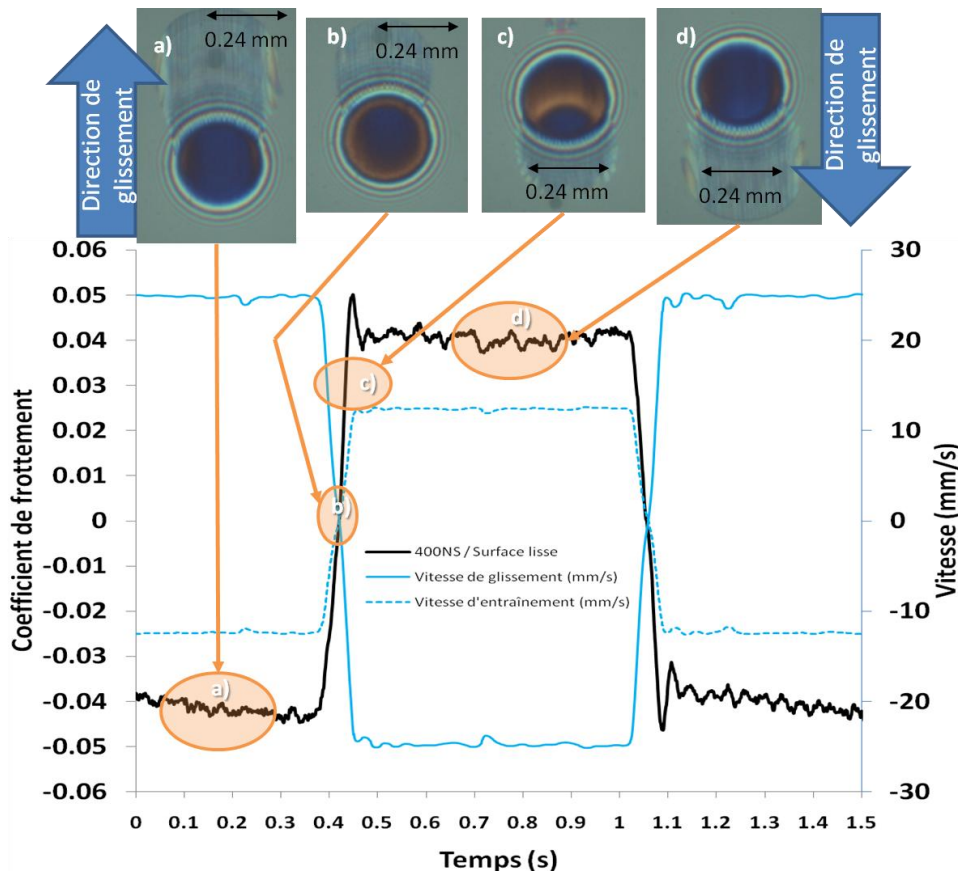


Figure 3-9 - Evolution du coefficient de frottement et de la vitesse de glissement pour un contact entre une sphère fixe et un disque oscillant à une fréquence de 0,8 Hz. Les surfaces des solides sont lisses et lubrifiées par une huile minérale de viscosité dynamique de 0,25 Pa.s à 20°C. Les interférogrammes reflètent la distribution d'épaisseur du film lubrifiant à différentes phases de la cinématique du contact : (a) en phase stabilisée, (b) au point de vitesse nulle, (c) en phase transitoire durant le changement de sens de la vitesse de glissement puis à nouveau en (d) la phase stabilisée.

On discerne plusieurs domaines de sollicitation du lubrifiant lors du cycle de glissement décrit Figure 3-9. Celui-ci contient des phases successives de décélération et d'accélération du solide et des périodes stationnaires. Le premier domaine, point de référence (a), caractérise la première phase stationnaire à vitesse de glissement constante. La partie du cycle allant du point de référence (b) à (c), correspond à la mise en place d'une phase transitoire de décélération puis d'accélération jusqu'à (d) l'établissement d'une seconde période.

On observe en b) le point d'annulation de vitesse transitoire appelé point de rebroussement ou point mort présent en contact segment/chemise. Dans le contact segment-chemise, le régime de lubrification EHD a lieu uniquement au voisinage du point mort haut.

On remarquera également sur l'interférogramme b), la présence d'une épaisseur de film non nulle au centre du contact. Cette poche d'huile emprisonnée dans le contact et entourée d'un anneau d'épaisseur plus faible, est appelée dimple.

Pour l'ensemble des expériences réalisées, le coefficient de frottement instantané est calculé à partir de la mesure du couple, de la charge normale imposée et de la distance du point de contact à l'axe de rotation du disque. La valeur du coefficient de frottement est stable dans les zones de phases stationnaires et correspond bien aux ordres grandeurs classiques rencontrés en lubrification EHD.

Les expérimentations sont réalisées avec successivement deux bases minérales de même chimie mais de viscosité différente à une température de 20°C :

- le premier lubrifiant est une base 400 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s (Figure 3-9),
- le second est une base 150NS dont la viscosité dynamique est de 0,05 Pa.s (Figure 3-10).

Le but est de vérifier par la suite le rôle de la texturation pour une configuration différente de l'interface : un lubrifiant moins visqueux génère une hauteur de film centrale plus faible à une vitesse d'entraînement donnée. Dans les conditions de l'expérience, en régime stabilisé, soit une vitesse linéaire de 25 mm/s, l'épaisseur centrale de film est de 90 nm pour la base 400 NS et 35 nm pour la 150 NS.

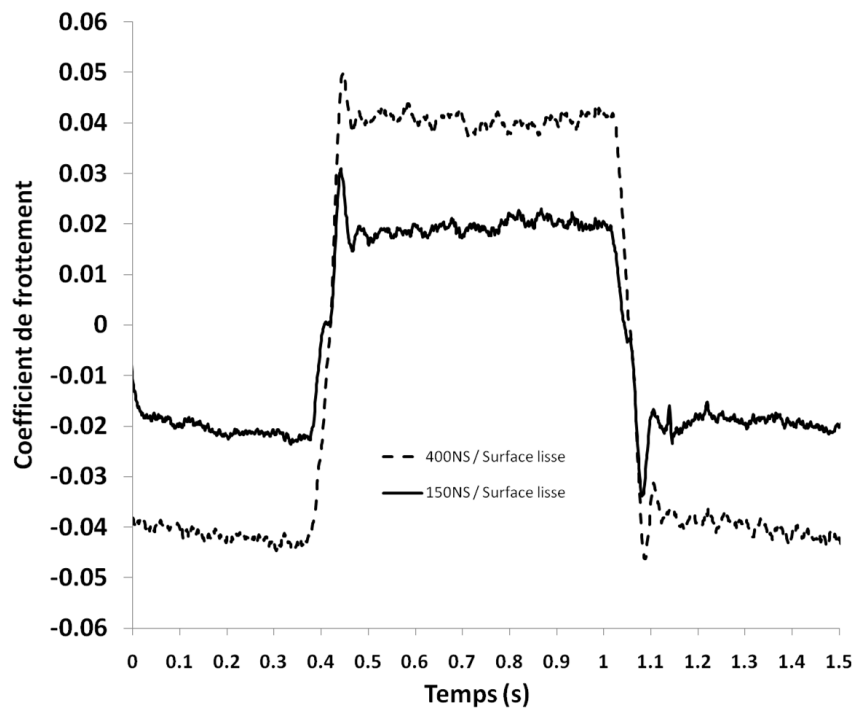


Figure 3-10 - Evolution du coefficient de frottement en fonction du temps sur un cycle d'une cinématique de contact alternative à une fréquence de 0,8 Hz et une amplitude de glissement de 15 mm pour deux lubrifiants différents en surface lisse. Les conditions opératoires sont $F_N = 10 \text{ N}$ et $T = 20^\circ\text{C}$.

La valeur du coefficient de frottement mesurée en régime stabilisé est deux fois plus faible pour la base la moins visqueuse (Figure 3-10). Ceci peut s'expliquer en supposant un frottement dû au cisaillement visqueux du lubrifiant dans la zone de haute pression du contact. La contrainte de cisaillement, τ , s'écrit :

$$\tau_{(t=0)} = \frac{\Sigma U_e \eta_0 e^{\alpha p}}{h_c} \quad 3-6$$

où Σ est le taux de glissement, U_e la vitesse d'entraînement, η_0 la viscosité dynamique, α le coefficient de piézo viscosité, $p_{contact}$ la pression moyenne de contact et h_c l'épaisseur de film lubrifiant centrale.

En divisant l'équation ci-dessus par la pression moyenne de contact, on obtient l'expression du coefficient de frottement :

$$\mu_{(t=0)} = \frac{\sum U_e \eta_0 e^{\alpha p_{contact}}}{h_c p_{contact}} \quad 3-7$$

Par ailleurs, dans les conditions de température de l'expérience, le rapport des viscosités dynamiques des lubrifiants vaut 5 ($\eta_{400NS} = 0,25$ Pa.s et $\eta_{150NS} = 0,05$ Pa.s) alors que le rapport des épaisseurs de film qu'ils forment est égal à 2.57 ($h_{400NS} = 90$ nm et $h_{150NS} = 35$ nm). Par conséquent, d'après l'équation 3-7, on en déduit :

$$\mu_{400NS} \cong 1,94 \mu_{150NS} \quad 3-8$$

Ce calcul est totalement cohérent avec les mesures expérimentales et démontre que le frottement est d'origine purement visqueuse, durant la période stationnaire. Après cette analyse simple d'un contact élastohydrodynamique entre deux surfaces lisses en glissement alternatif, le paragraphe suivant porte sur l'étude de la modification du comportement tribologique induite par la présence d'une cavité unique, dans les mêmes conditions opératoires.

3.2.2. Surface texturée avec une cavité unique

Nous caractérisons ici l'influence de cavités uniques dans le contact sur la distribution d'épaisseurs d'huile et sur le coefficient de frottement. Pour les géométries dont l'impact sur le comportement tribologique est significatif, celles-ci seront étudiées en présence deux lubrifiants ayant des viscosités différentes mais de chimie identique.

3.2.2.1. Épaisseur de lubrifiant en aval de la cavité

Trois cavités ayant un diamètre de 50 μm et des profondeurs de 0,3, 0,4 et 5 μm sont testées. Les interférogrammes de la Figure 3-11 permettent de visualiser la distribution de l'épaisseur de film lubrifiant dans un contact glissant alternatif à trois instants :

- l'aller (phase stationnaire),
- le point d'annulation de vitesse ou de rebroussement,
- le retour (phase stationnaire).

A titre de comparaison, l'épaisseur centrale du film lubrifiant pour la surface de référence s'élève à 90 nm lors de la phase stationnaire et dans les mêmes conditions opératoires.

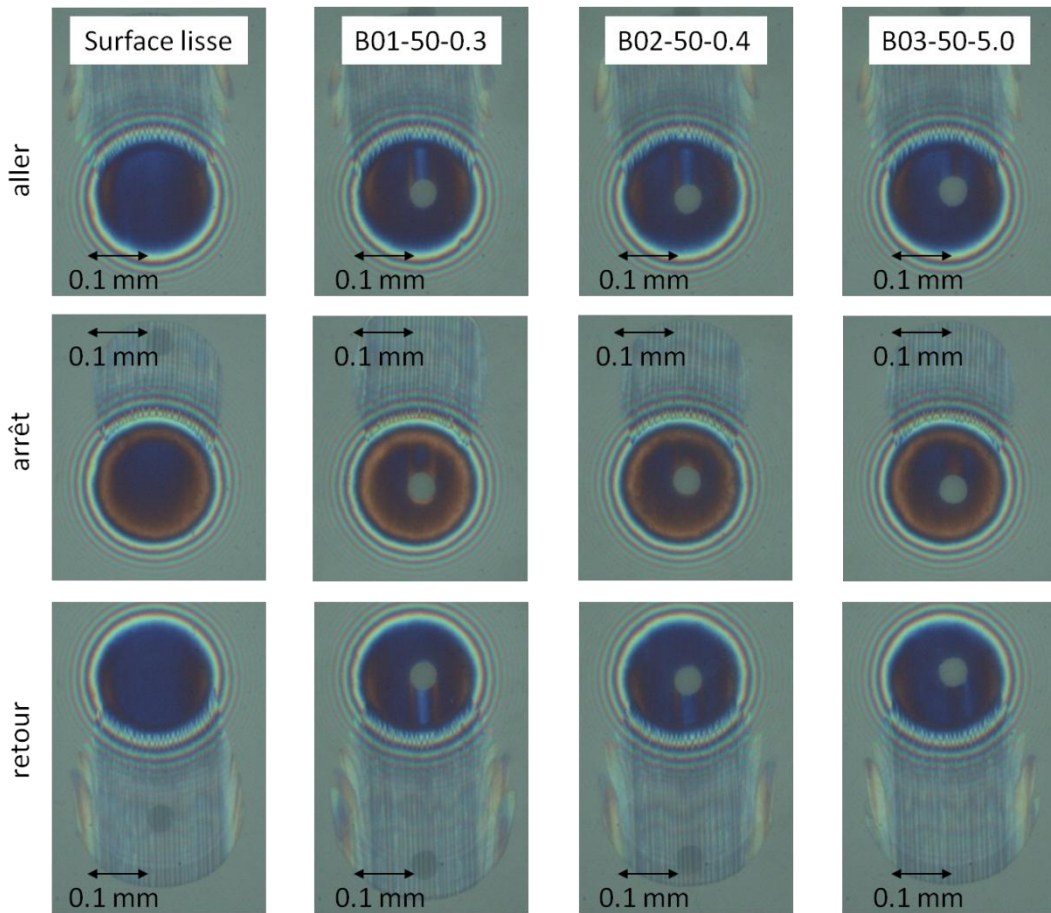


Figure 3-11 - Interférogrammes de contact observés au moment de l'aller, de l'arrêt et du retour, lors du glissement du disque sur une sphère en acier lisse ou texturée par les cavités B01-50-0.3, B02-50-0.4 et B03-50-5.0. La vitesse linéaire maximale atteinte par le disque est de 25 mm/s. Le contact est lubrifié par une base minérale 400 NS de viscosité dynamique $\eta = 0,25$ Pa.s à 20°C.

\tilde{h} , la variation d'épaisseur locale de lubrifiant en aval de la texturation, (défini au Chapitre 2, §2.3.3) est calculée à partir du profil pris au centre du contact dans la direction de glissement et extrait de l'interférogramme en phase stationnaire (Tableau 3-1). Un accroissement local de l'épaisseur de film se produit pour les cavités de faibles profondeurs (B01 et B02). En revanche, une réduction locale de l'épaisseur est observée pour la cavité profonde (B03).

Paramètres	Unités	B01-50-0.3	B02-50-0.4	B03-50-5.0
Diamètre (\varnothing)	μm	50	50	50
Profondeur (d)	μm	0,3	0,4	5
Variation d'épaisseur locale (\tilde{h})	%	10	12	-5

Tableau 3-1 - Variation relative d'épaisseur de lubrifiant en aval des différentes cavités étudiées durant la phase stationnaire (Figure 3-11) en fonction de leurs caractéristiques géométriques.

3.2.2.2. Réponse en frottement d'une cavité

On constate sur la Figure 3-12 la symétrie des niveaux de frottement entre l'aller et le retour. Les valeurs de frottement pour les cavités de faibles profondeurs et la surface lisse sont très proches. Aucune variation significative du coefficient de frottement n'est mesurée pour une cavité de

profondeur $0,3 \mu\text{m}$. En revanche une cavité de profondeur environ dix fois plus grande ($d = 5 \mu\text{m}$) provoque une réduction du coefficient de frottement, en régime stabilisé, de 22 % par rapport à celui mesuré pour une surface lisse avec le même lubrifiant, autrement dit à iso-viscosité.

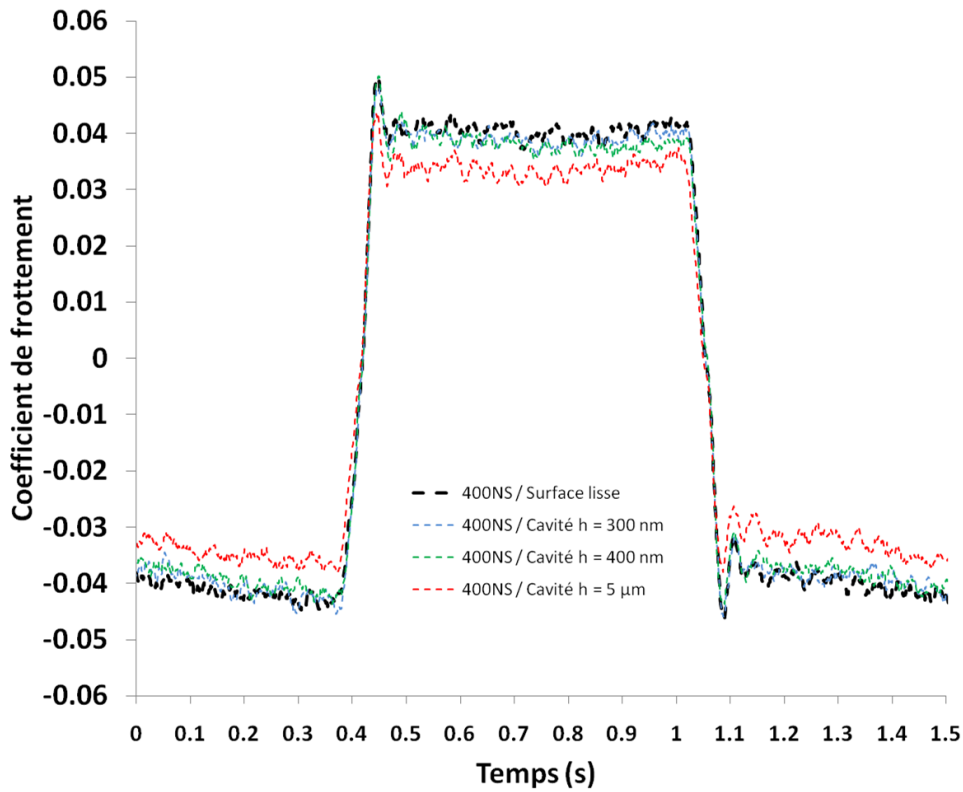


Figure 3-12 - Evolution du coefficient de frottement en fonction du temps sur un cycle, mesuré lors du glissement pur alternatif d'un contact entre un disque oscillant à une fréquence de 0,8 Hz et une sphère texturée avec une cavité unique de profondeur croissante. Le lubrifiant utilisé est une base minérale 400 NS dont la viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C. La charge appliquée vaut 10 N et l'amplitude de glissement est de 15 mm.

Le protocole expérimental décrit au §3.2.1 a été appliquée à deux huiles de viscosité différente, ce qui permet de déterminer l'impact de la texturation en fonction de l'épaisseur du film lubrifiant. Les résultats obtenus sont présentés Figure 3-13. On observe des tendances similaires à celles déjà mises en évidence précédemment : les variations du coefficient de frottement dues à la viscosité et à la texturation sont retrouvées. Le paragraphe suivant focalise sur la compréhension de la diminution du frottement liée à la présence d'une cavité dans le contact en évaluant la quantité d'huile piégée dans la cavité.

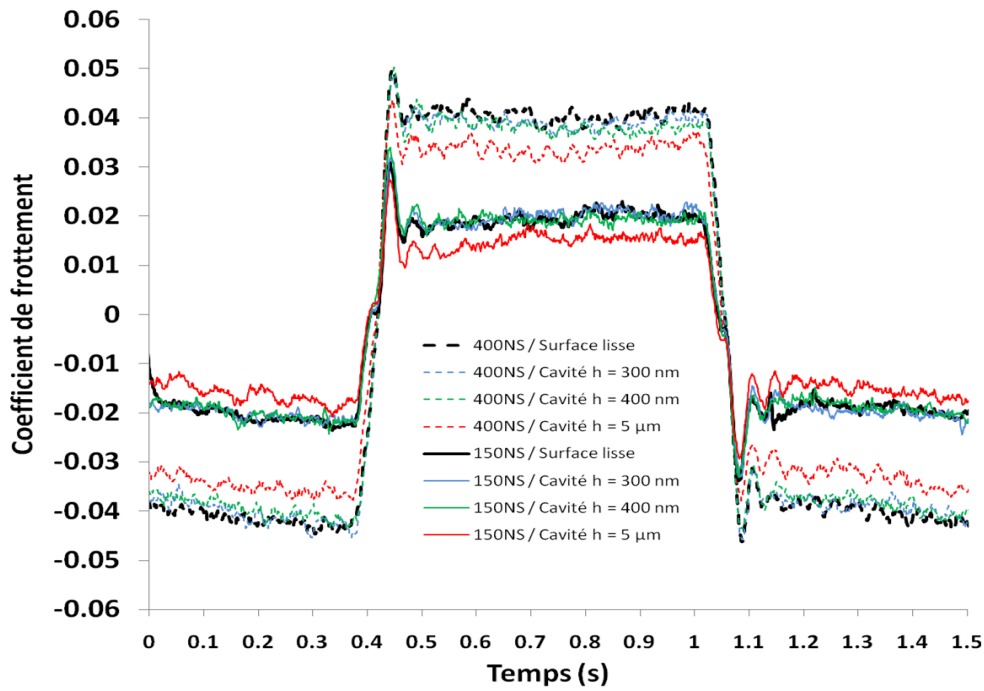


Figure 3-13 - Evolution du coefficient de frottement en fonction du temps sur un cycle, mesuré lors du glissement par alternatif d'un contact entre un disque oscillant à une fréquence de 0,8 Hz et une sphère texturée avec une cavité unique de profondeur croissante. La charge appliquée vaut 10 N et l'amplitude de glissement est de 15 mm. Les expériences sont réalisées avec les bases 400 NS et 150 NS, de viscosités dynamiques respectives 0,25 Pa.s et 0,05 Pa.s à 20°C.

3.2.2.3. Discussion sur la rétention de l'huile par les cavités

Dans ce paragraphe, la capacité de rétention en huile des textures est quantifiée et reliée à leur réponse en frottement. Les cavités sont considérées indéformables.

En régime EHD, on assimile l'espace occupé par le lubrifiant dans la zone de haute pression du contact lisse à un cylindre dont la base est l'aire hertzienne et la hauteur est l'épaisseur centrale du film lubrifiant. On obtient un volume de fluide disponible à un instant t , appelé $V_{contact}$ qui peut être comparé à celui piégé par les cavités, $V_{texture}$. La capacité en rétention d'huile d'une surface texturée est alors calculée en divisant $V_{texture}$ par le volume total d'huile égal à la somme de $V_{contact}$ et de $V_{texture}$. On obtient ainsi un taux volumique, T_V donné par :

$$T_V = \frac{V_{texture}}{V_{texture} + V_{contact}} \quad 3-9$$

Le volume $V_{texture}$ est estimé à partir de trois hypothèses formulées sur la morphologie de la texture :

- la texture est considérée comme un réservoir cylindrique. Le calcul de $V_{texture}$ alors noté $V_{cylindre}$ est immédiat :

$$V_{cylindre} = N_{cavités} \pi \frac{\varnothing^2}{4} d \quad 3-10$$

Où, $N_{cavités}$ est le nombre de cavités présentes dans le contact, \varnothing leur diamètre et d leur profondeur.

- la cavité est considérée comme une calotte sphérique. La méthode repose sur le calcul de R_C le rayon de courbure de la cavité obtenu par le profil extrait d'une mesure topographique. Plusieurs profils sont extraits et le volume moyen noté $V_{calotte\ sphérique}$ est donné par :

$$V_{calotte\ sphérique} = N_{cavités} \frac{\pi}{3} d^2 (3R_C - d) \quad 3-11$$

- la morphologie réelle de la cavité est déduite directement de son image topographique tridimensionnelle. Un algorithme calcule le volume réel de la cavité en intégrant toute la surface. Cette quantité est noté $V_{topographie}$.

Les résultats obtenus, Tableau 3-2, montrent logiquement que le "modèle morphologique" le plus proche de la cavité est celui qui l'assimile à une calotte sphérique. L'approximation cylindrique surestime largement le volume d'huile piégée (+55 % en moyenne par rapport à l'estimation issue de la topographie).

	Approche	B01	B02	B03	Unités
Volume	'cylindre'	600	800	9800	μm^3
	'calotte sphérique'	330	320	7150	μm^3
	'topographie'	250	300	5300	μm^3
Taux volumique (T_V)	'cylindre'	15	19	74	%
	'calotte sphérique'	9	9	68	%
	'topographie'	7	8	61	%

Tableau 3-2 - Récapitulatif des différents modes de calcul des volumes d'huile piégée dans les cavités.

Lorsque T_V est faible, la réponse en frottement des cavités B01 et B02 est quasi similaire à celle de la surface lisse (le coefficient de frottement est réduit de seulement 2 %). En revanche, dans le cas où T_V est élevé, le frottement est fortement modifié : la cavité de diamètre 50 μm et de profondeur 5 μm provoque une réduction de frottement de 22 % par rapport à une surface lisse toute chose étant égale par ailleurs (Figure 3-14).

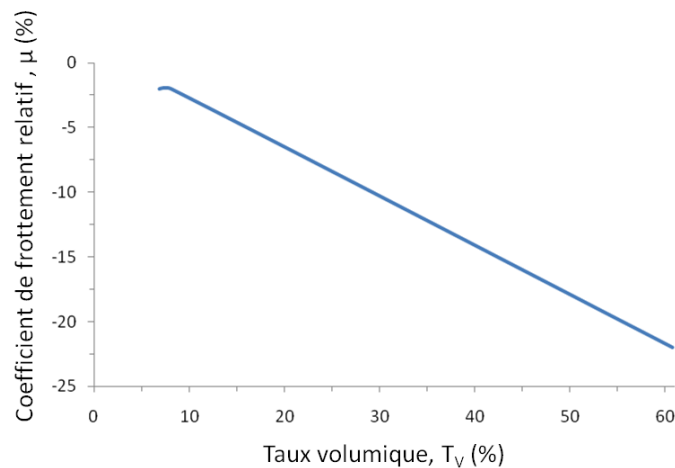


Figure 3-14 - Evolution de la variation de frottement relativement à une surface lisse en fonction du taux de rétention d'huile T_V dans les cavités.

Ce lien entre le frottement et le taux volumique peut être justifié par le calcul en reprenant l'équation 3-7 uniquement valide pour des surfaces lisses :

$$\tau = \frac{\Sigma U_e \eta_0 e^{\alpha p}}{h_c} \quad 3-12$$

En présence de cavité, la contrainte de cisaillement s'écrit comme la somme des contributions venant de la surface texturée et de la surface non texturée pondérée par le taux surfacique des cavités.

$$\tau_{total} = \tau_{cavité} T_S + \tau_{lisse} (1 - T_S) = \frac{\Sigma U_e \eta}{d + h_{cavité}} T_S + \frac{\Sigma U_e \eta_0 e^{\alpha p}}{h_c} (1 - T_S) \quad 3-13$$

Tous calculs faits, la contribution de la cavité B03-50-5.0-5 à la contrainte de cisaillement dans l'interface est la plus faible ce qui justifie la réduction du coefficient de frottement. (Les détails des calculs numériques se trouvent en annexe 3).

Ce paragraphe a permis de comprendre le comportement tribologique d'un contact élastohydrodynamique soumis à un glissement pur alternatif lorsqu'une cavité unique est piégée dans la zone de haute pression. Les principaux résultats sont synthétisés sur le schéma Figure 3-15. Ils mettent en évidence les corrélations entre la profondeur d de la cavité, le taux de rétention d'huile T_V , la variation d'épaisseur de film d'huile en aval de la cavité et le frottement induit. La profondeur d n'en reste pas moins le paramètre clé :

- pour une cavité de faible profondeur, $d = 0,3 \mu\text{m}$, l'huile est expulsée de la cavité sous l'action de la contrainte de cisaillement. La chute de pression de l'huile au sein de la cavité est limitée et le lubrifiant y reste piézo-visqueux. Par conséquent, la combinaison d'un taux de cisaillement, $\frac{U_g}{d}$ et d'une viscosité, $\eta_{cavité}$, élevés dans la cavité conduit à un renforcement maximal de l'épaisseur de film de 12 % en aval de la cavité ainsi qu'à une très faible réduction du coefficient de frottement.
- pour une cavité de profondeur élevée, $d = 5,0 \mu\text{m}$, l'huile reste piégée dans la cavité car la pression y diminue si fortement que le lubrifiant devient iso-visqueux. Cette viscosité, $\eta_{cavité}$, diminuée associée à un taux de cisaillement, $\frac{U_g}{d}$, faible expliquent la décroissance locale de l'épaisseur de film et du coefficient de frottement moyen.

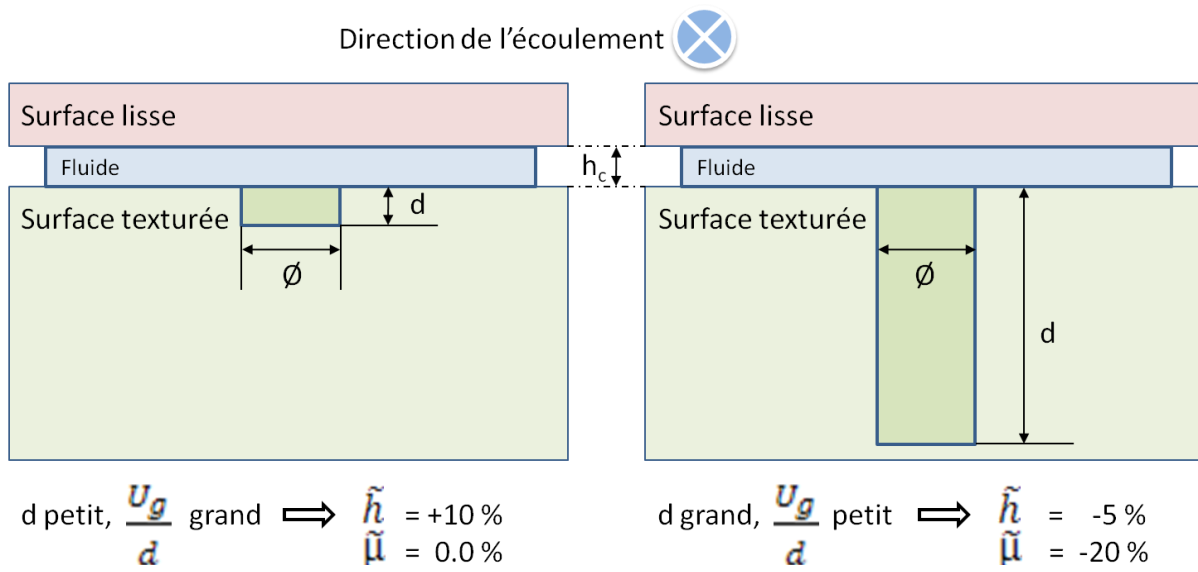


Figure 3-15 - Schéma synthétisant l'influence de la profondeur d'une cavité localisée au centre du contact lubrifié sur le coefficient de frottement et sur l'épaisseur locale du film lubrifiant.

3.2.3. Surface texturée avec un réseau de cavités

Nous venons de mettre en évidence dans le paragraphe précédent les effets d'un motif unique de profondeur variable sur la réponse tribologique d'un contact élastohydrodynamique. Nous nous intéressons maintenant à l'impact d'un réseau de cavités, à ce jour peu détaillé dans la littérature notamment en régime EHD à faible vitesse d'entraînement. L'analyse tribologique porte sur les réseaux de textures, étudiés précédemment dans le paragraphe (§3.1), en considérant l'impact de la texturation à la fois sur les distributions locales de l'épaisseur du lubrifiant dans le contact et sur le coefficient de frottement.

3.2.3.1. Distribution des épaisseurs de film lubrifiant

Ce paragraphe focalise sur les perturbations induites par un réseau de cavité sur la distribution en épaisseur du film en régime élastohydrodynamique. Les conditions opératoires se révèlent plus sévères que précédemment car :

- l'épaisseur centrale du film d'huile est faible (90 nm contre 240 nm en écoulement épais d'épaisseur élevée),
- la sphère présente ici une densité de textures élevée.

La Figure 3-16 présente l'interférogramme de contact en régime stabilisé pour différents réseaux étudiés (de a) à f)). Les différentes couleurs traduisent les perturbations locales de l'épaisseur qui dépendent des caractéristiques géométriques du réseau de textures. Afin de rendre compte de l'évolution de la distribution d'épaisseur du film lubrifiant, un traitement sur les niveaux de couleur est effectué pour quantifier l'aire des zones du contact pour laquelle l'épaisseur locale du film huile, h , est supérieure à l'épaisseur d'huile au centre du contact, h_c , dans le cas d'une sphère lisse.

Les représentations en noir et blanc en marge de chaque interférogramme illustrent respectivement les régions du contact dans lesquelles $h < h_c$ et $h \geq h_c$. On note T_{h-} le rapport de la surface représentée en noir par rapport à la surface de contact et T_{h+} le rapport de la surface représentée en blanc par rapport à la surface de contact. Cependant, afin de comparer les différents réseaux de cavités entre eux, on veillera à retrancher la surface des textures présentes dans le contact.

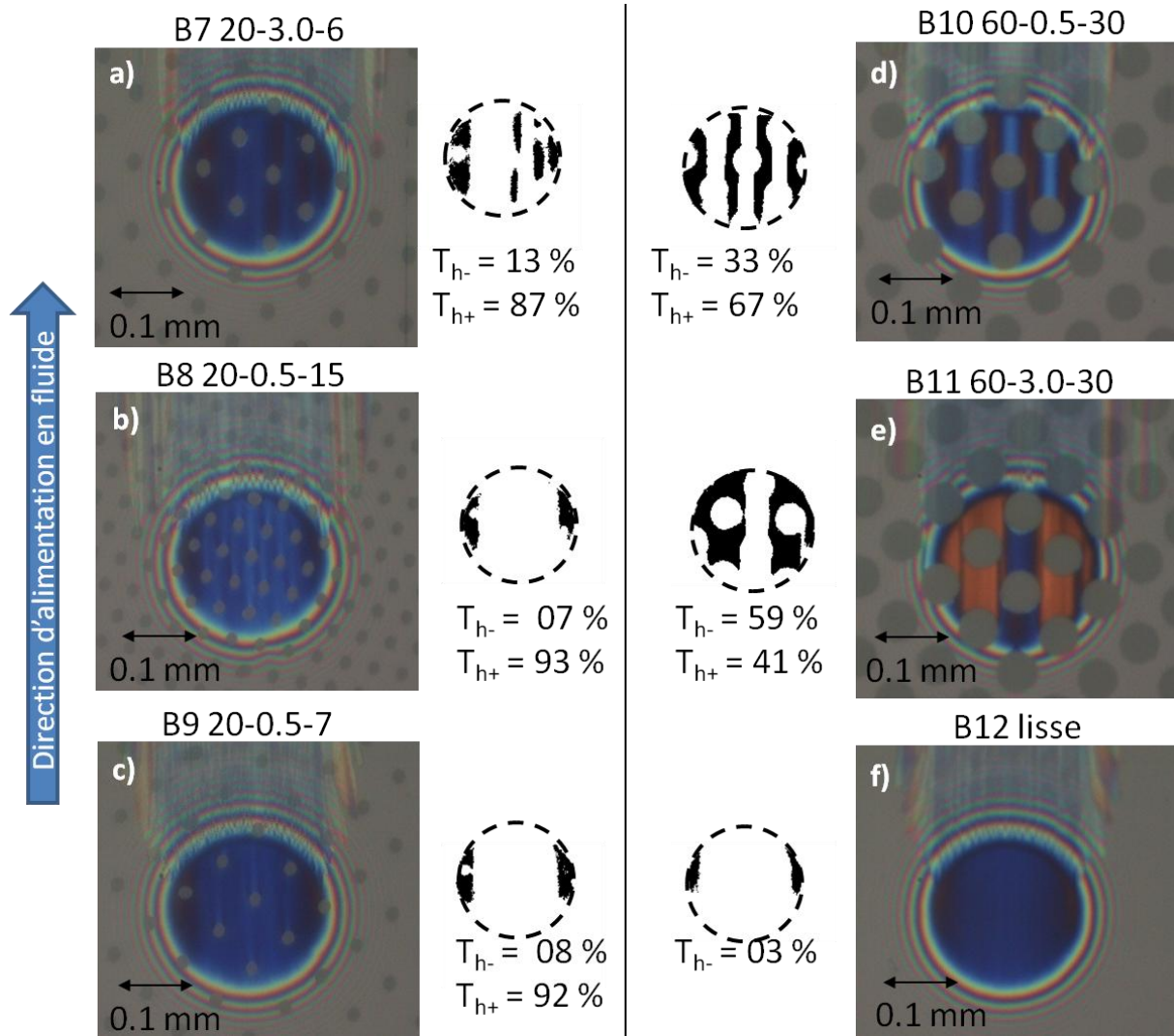


Figure 3-16 - Ensemble des interférogammes de contact EHD pour les différents réseaux de textures étudiés. L'expérience est menée en glissement pur avec une huile minérale 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C. Le contact est soumis à une charge normale, $F_N = 10$ N et à une vitesse de glissement $U_g = 2 U_e = -25$ mm/s. Le cercle pointillé symbolise le bord du contact.

On constate que la présence des cavités dans le contact modifie fortement la distribution d'épaisseur du film lubrifiant. Cette perturbation dépend de la géométrie (diamètre, \varnothing et profondeur, d) et de la densité des cavités (T_S). Les textures de faible diamètre ($\varnothing = 20 \mu\text{m}$) repérées par les lettres a) à c) sur la Figure 3-16 renforce significativement l'épaisseur quel que soit d , la valeur moyenne du paramètre T_{h+} pour ces trois surfaces étant de 91 %. En revanche, pour les textures de diamètre important ($\varnothing = 60 \mu\text{m}$), illustrées Figure 3-16 en d) et e), l'épaisseur moyenne du film lubrifiant peut être diminuée ou augmentée selon d . Ainsi T_{h+} vaut respectivement 67 et 41 % pour B10-0.5 et B11-3.0. Ceci confirme les résultats obtenus par Mourier [24].

La Figure 3-17 montre la corrélation entre le paramètre T_{h+} (ou T_h) et la densité de textures T_S . Une densité de texturation seuil est observée pour une surface de contact donnée. En effet, lorsque T_S dépasse 30 %, l'épaisseur moyenne du film lubrifiant est plus faible qu'en surface lisse. Par conséquent, si l'on souhaite augmenter la capacité de portance hydrodynamique d'un contact EHD, il faut privilégier les réseaux à faible densité de textures.

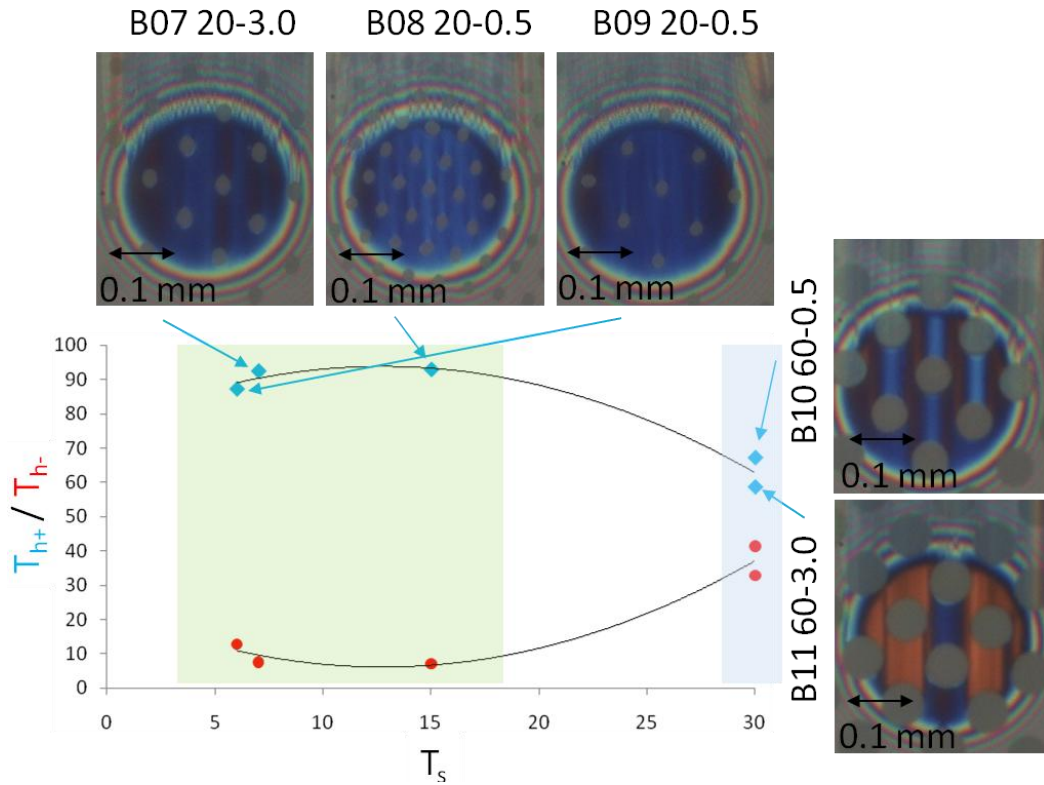


Figure 3-17 - Evolution de T_{h+} en fonction de T_s pour les différentes surfaces texturées à l'état d'équilibre. Les expériences sont menées en glissement pur avec une huile minérale 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C. Le contact est soumis à une charge normale, $F_N = 10$ N et à une vitesse de glissement $U_g = 2 U_e = -25$ mm/s.

Après avoir montré les corrélations entre la distribution d'épaisseurs et T_s en utilisant les paramètres T_{h+} et T_{h-} , nous allons, dans le paragraphe suivant, déterminer l'impact des réseaux de texture sur le frottement.

3.2.3.2. Réponse en frottement d'un réseau de cavités

L'étude précédente sur l'influence d'une mono cavité sur le frottement a montré l'importance de la capacité en rétention d'huile de la surface représentée par le paramètre T_v . Dans les mêmes conditions opératoires, les réseaux de textures sont testés et leur réponse moyenne en frottement est présentée Figure 3-18.

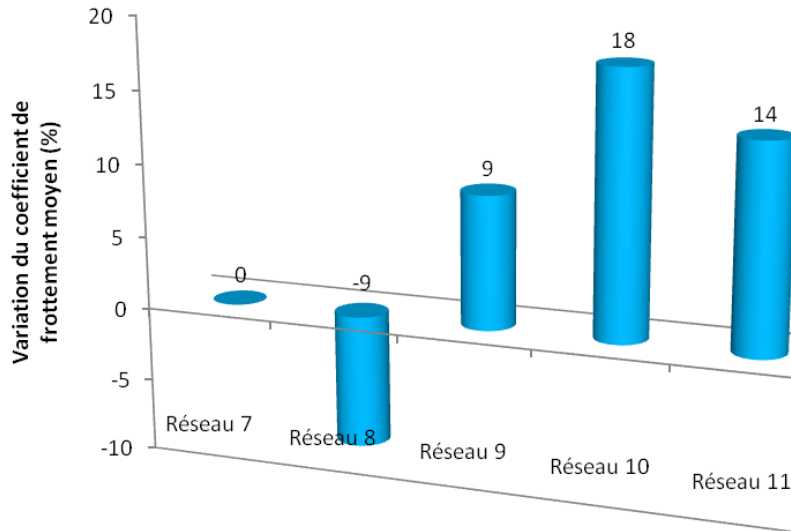


Figure 3-18 - Variation du coefficient de frottement moyen des surfaces texturées relativement à une surface lisse dans les conditions opératoires de glissement pur. Le contact est lubrifié par une huile de base 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C et est soumis à une vitesse de glissement $U_g = 2 U_e = -25$ mm/s.

Une diminution du frottement de 9 % est observée pour la surface B08-20-0.5 pour laquelle la densité de textures est de $T_S = 15$ %. Néanmoins, contrairement à la distribution d'épaisseur, le niveau de frottement ne semble pas directement corrélé à ce dernier paramètre puisqu'aucune tendance générale ne se dégage pour les autres réseaux dont le paramètre T_S est soit inférieur ou supérieur à celui de la surface B08. Ces résultats suggèrent l'existence d'un couplage complexe entre les caractéristiques morphologiques des réseaux de cavités qu'il convient de comprendre pour optimiser le comportement tribologique du contact tant du point de vue du contrôle de l'épaisseur du film lubrifiant que de celui du coefficient de frottement.

Le modèle utilisé précédemment pour décrire l'évolution de la contrainte de cisaillement interfacial due à la présence d'une cavité unique dans le contact est adapté au cas des réseaux de textures. L'introduction des paramètres T_{h^+} et T_{h^-} permettent de prendre en compte les effets induits par la distribution locale de l'épaisseur du film lubrifiant. On obtient alors :

$$\tau_{total} = \tau_{cavité} T_S + \tau_{lisse} (1 - T_S) = \frac{\Sigma U_e \eta}{d + h_{cavité}} T_S + \frac{\Sigma U_e \eta_0 e^{\alpha p}}{h_{hors\ cavité}} (1 - T_S) \quad 3-14$$

Or $h_{hors\ cavité}$ est définie tel que :

$$h_{hors\ cavité} = \frac{(T_{h^+} \cdot h^+ + T_{h^-} \cdot h^-)}{(1 - T_S)} \quad 3-15$$

Où h^+ et h^- sont respectivement les épaisseurs moyennes de film d'huile mesurées dans les zones caractérisées par les rapports d'aire T_{h^+} et T_{h^-} . Les valeurs numériques de h^+ et h^- sont rappelées au Tableau 3-3. En combinant les équations 3-14 et 3-15, on en déduit :

$$\tau_{total} = \frac{\Sigma U_e \eta}{d + h_{cavité}} T_S + \frac{\Sigma U_e \eta_0 e^{\alpha p}}{T_{h^+} \times h^+ + T_{h^-} \times h^-} (1 - T_S)^2 \quad 3-16$$

Les contraintes de cisaillement déduites de l'équation 3-16 sont présentées sous la forme d'un histogramme (Figure 3-19) pour l'ensemble des surfaces testées.

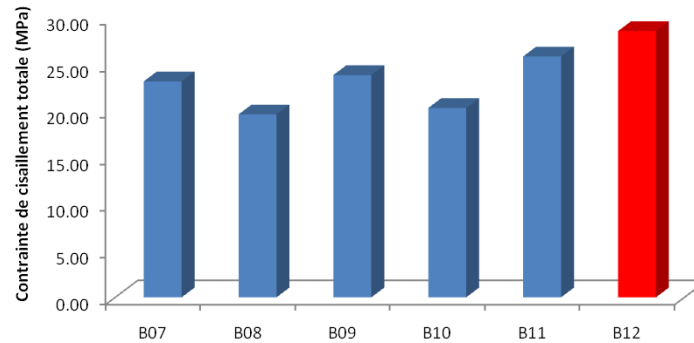


Figure 3-19 - Contrainte de cisaillement interfacial obtenue à partir de l'équation 3-16 pour chaque réseau texturé.

On retrouve bien par le calcul que le réseau B08-20-0.5 conduit à la contrainte de cisaillement la plus faible. La contrainte de cisaillement totale relative à la B10-60-0.5 est également inférieure à celle produite par le glissement entre deux surfaces lisses. Ce résultat s'oppose à la réponse en frottement mesurée (Figure 3-18). D'une manière générale, le modèle donnant l'équation 3-16 prédit des valeurs de contrainte tangentielle toujours inférieures aux valeurs issues de l'expérience. Ces écarts ont plusieurs origines :

- le modèle fait l'hypothèse que le lubrifiant est iso-visqueux dans les cavités ce qui n'est pas le cas pour les cavités peu profondes où le fluide conserve son caractère piézo-visqueux même s'il est atténué par la chute de pression en son sein,
- toute chose étant égale par ailleurs, le positionnement des textures dans la zone de contact influence le coefficient de frottement comme cela sera discutée au §3.3.2,
- la capacité de rétention en lubrifiant quantifiée par le paramètre T_V doit également être considéré comme nous le verrons au §3.3.1.

3.3. Discussions et conclusions

3.3.1. Paramètres clés dans le contrôle du frottement et de la portance

Outre l'effet des caractéristiques géométriques des réseaux texturés, le début du chapitre a mis en évidence l'importance du temps de résidence, t_d , des textures dans le contact sur leur réponse tribologique. Ce paramètre a été étudié à vitesse d'entraînement U_e constante dans le cadre de la première campagne expérimentale. La seconde série effectuée en glissement pur correspond à une valeur infinie de t_d puisque la vitesse de la sphère représentant toujours la surface texturée dans ce travail est nulle. Les gammes de valeurs de t_d ne sont pas toujours comparables directement en raison des conditions opératoires distinctes. En particulier, les expériences sont réalisées à des vitesses d'entraînement différentes qui font varier les épaisseurs moyennes de lubrifiant de quelques dizaines de nanomètres à quelques centaines de nanomètres. La capacité de rétention décrite par le paramètre T_V , qui selon la définition donnée au §3.2.2.3 dépend au premier ordre de l'épaisseur du film lubrifiant, permet de relier les deux séries d'essais réalisées selon les protocoles expérimentaux

détaillés dans les paragraphes 3.1.1 et 3.2.1. Le Tableau 3-3 regroupe les valeurs de T_V correspondant à la première série d'expériences pour l'ensemble des surfaces des surfaces texturées. Néanmoins il faut noter que le taux de rétention d'huile mesurée (T_V) est sans doute surestimé car son estimation est issue d'un calcul négligeant la déformation des cavités.

Paramètres	Symbole	Unités	B07	B08	B09	B10	B11
Taux $S_{réseau}/S_{contact}$	T_S	%	6	15	7	30	30
Taux volumique	T_V	%	42	24	11	38	79
Epaisseur moyenne relative à la zone T_{h+}	$h+$	μm	0,105	0,11	0,1	0,115	0,095
Epaisseur moyenne relative à la zone T_{h-}	$h-$	μm	0,085	0,1	0,08	0,03	0,03

Tableau 3-3 - Récapitulatif des valeurs de T_S et T_V , respectivement la densité de cavités et le taux de rétention d'huile des cavités dans le cadre de la 1^{ère} série d'essais relative à l'établissement d'une courbe de traction où le contact est soumis une vitesse d'entraînement constante de 100 mm/s, une vitesse de glissement variable (± 180 mm/s), un chargement normal de 10 N et est lubrifié par une huile de base 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C.

Il est intéressant de confronter le frottement aux paramètres t_d et T_V . Les couplages entre t_d et T_V pour les réseaux de textures présentés dans le tableau ci-dessus sont illustrés sur la Figure 3-20 pour un taux de glissement de 150 % qui, pour une géométrie fixée, optimise la portance hydrodynamique locale en aval des cavités (voir §1.3.3 du chapitre 2). On remarque que pour $T_V = 42$ %, le frottement induit par les cavités profondes est réduit pour des temps de résidence courts alors que le phénomène inverse est observé pour des cavités de faibles profondeurs. En outre, on constate que pour les réseaux B08 et B09, souligné respectivement en trait continu et pointillé, qui présentent des cavités de géométrie strictement identique, la variation du coefficient de frottement dépend à la fois du temps de résidence et de la densité.

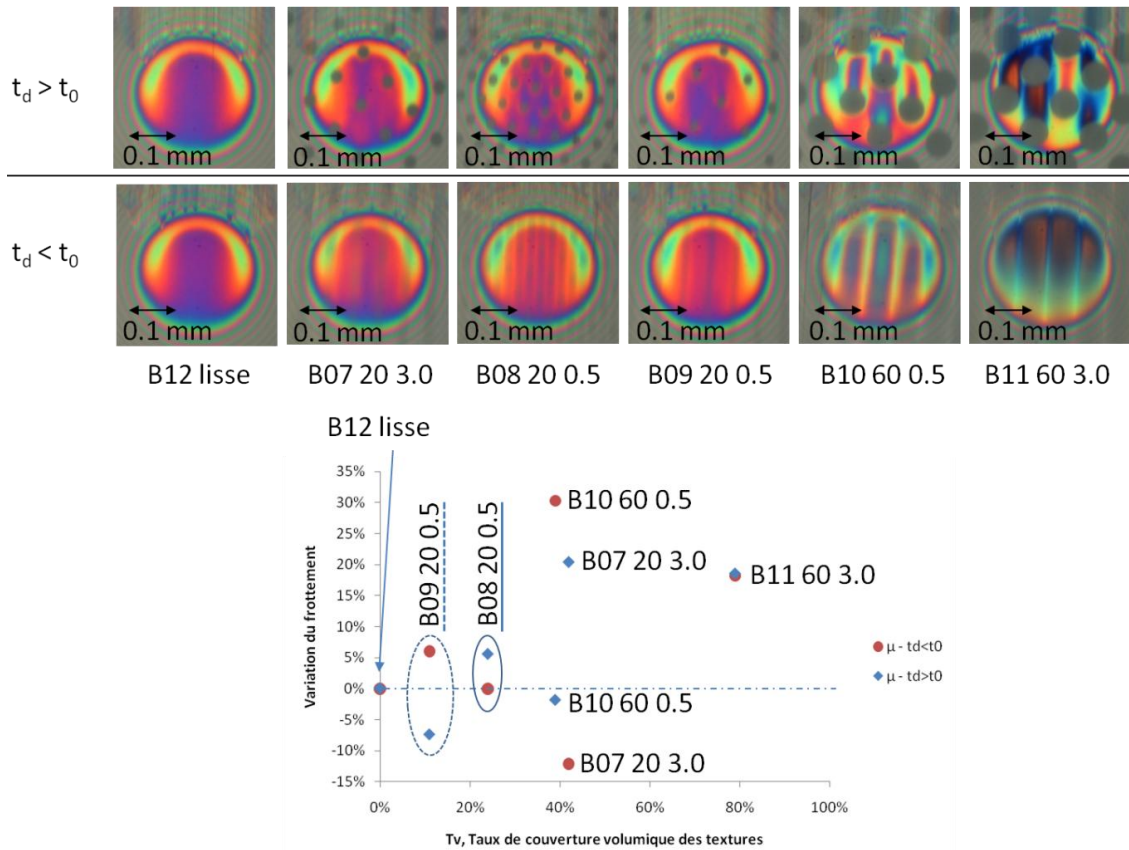


Figure 3-20 - Variation relative du frottement des surfaces texturées par rapport à un contact en fonction du taux de rétention d'huile des textures, T_v pour un taux de glissement de 150 % et une vitesse d'entraînement constante à 100 mm/s. Le contact est lubrifié par une huile de base 600NS de viscosité égale à 0,25 Pa.s à 20°C. Les interférogammes du contact de la première et de la seconde ligne correspondent respectivement aux cas $t_d / t_0 > 1$ et $t_d / t_0 < 1$.

Enfin, les réseaux denses de cavités profondes augmentent toujours le coefficient de frottement par rapport à une surface lisse, quel que soit la valeur de t_d . On peut noter en particulier que les coefficients de frottement les plus faibles sont toujours obtenus pour des réseaux de faibles densités surfaciques mais pour des géométries différentes selon le temps de résidence t_d :

- la diminution du frottement atteint 12 % pour la surface B07-20-3.0-06 aux temps de résidence courts ($t_d < t_0$),
- la diminution du frottement est de 7 % pour la surface B09-20-0.5-07, aux temps de résidence longs ($t_d > t_0$).

Ces réductions de frottement ont lieu pour des valeurs de T_v inférieures à 42 % et des valeurs de T_s comprises entre 6 et 7 % mais il est complexe d'estimer une tendance en raison du couplage des trois paramètres t_d , T_s et T_v .

La seconde campagne d'essais traite deux cas de surfaces texturées :

- Le premier cas d'étude correspond à une cavité unique.

La capacité de rétention en huile des textures est pour la première fois liée au frottement à T_s constant. On retiendra la réduction du coefficient de frottement due à une cavité profonde ($d = 5 \mu\text{m}$) correspondant au taux de rétention le plus élevé.

- Le second cas étudié concerne des réseaux de textures (§3.2.3.2) soumis à une cinématique conduisant à épaisseur de film faible inférieure à 0,1 μm .

Le paramètre T_s ne semble pas être corrélé avec les observations sur le frottement. Au vu des corrélations dans le cas d'une cavité unique, les résultats de frottement sont représentés en fonction de T_v (Figure 3-21) dont les valeurs sont rappelées Tableau 3-4.

Paramètres	Symbole	Unités	B07	B08	B09	B10	B11
Taux volumique	T_v	%	66	46	24	63	91

Tableau 3-4 - Récapitulatif des valeurs de T_s et T_v , respectivement la densité de cavités et le taux de rétention d'huile des cavités issue de la 2nde série d'essais. Les expériences sont menées en glissement pur. Le contact est lubrifié par une huile de base 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C et est soumis à une vitesse de glissement $U_g = -25$ mm/s.

Les analyses des épaisseurs d'huile en aval des cavités montrent une augmentation locale de 20 % associé à une diminution du coefficient de frottement de 9 % pour le réseau B08-20-0.5 dont la densité et le taux de rétention d'huile sont respectivement de 15 % et 42 %.

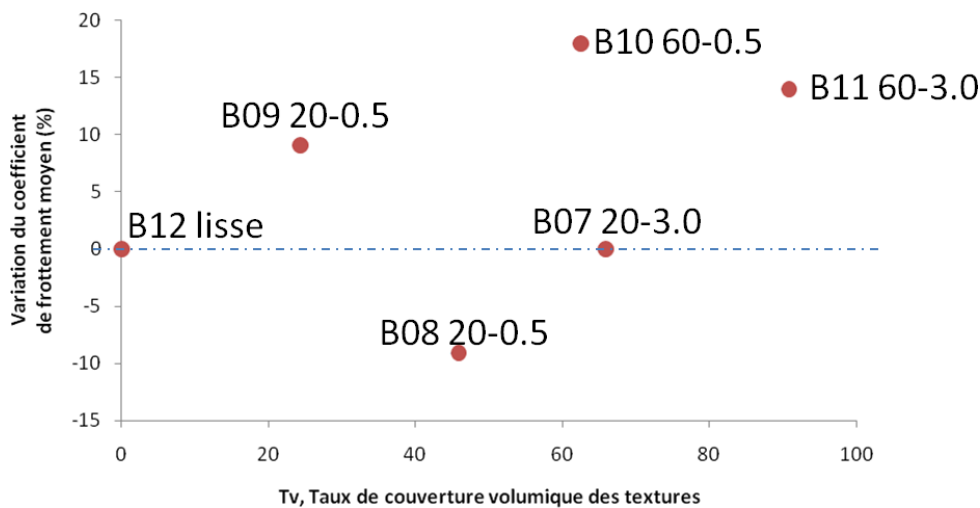


Figure 3-21 - Variation du frottement des surfaces texturées en fonction de la capacité en rétention d'huile des textures, T_v . Les expériences sont menées en glissement pur. Le contact est lubrifié par une huile de base 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C et est soumis à une vitesse de glissement $U_g = -25$ mm/s.

3.3.2. Localisation des textures dans la zone de contact

Le terme de localisation fait référence à la position des cavités en bordure de la zone de contact. L'effet de localisation de textures sur la distribution d'épaisseurs d'huile est illustré sur la Figure 3-22. Les interférogrammes des surfaces B10-60-0.5-30 et B11-60-3.0-30 présentent les cas de forts impacts de la position de la texturation avec une chute des épaisseurs de film en aval des cavités, y compris pour les cavités les moins profondes qui conduisent à une augmentation de la portance locale. Celles-ci sont visibles par les zones de couleur marron clair en aval des cavités indiquées par les flèches.

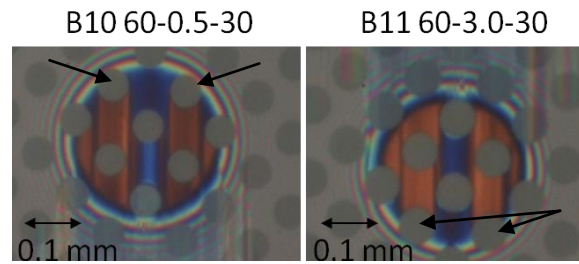


Figure 3-22 - Interférogrammes des contacts en mouvement alternatif obtenus à la vitesse de glissement de 25 mm/s. Le contact est lubrifié par une huile minérale 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C et est soumis à un charge normale de 10 N.

Plusieurs hypothèses sont envisageables :

- Le liquide n'a pas le temps de pénétrer complètement dans les cavités et ne remplit que partiellement le réseau texturé,
- Les cavités contiennent un volume suffisant de lubrifiant capable d'irriguer le contact mais en raison de leur localisation elles perturbent le gradient de pression, la déformation des cavités et la viscosité du lubrifiant, empêchant l'expulsion de ce dernier de la cavité vers le contact.

En tout état de cause, ces effets peuvent être interprétés comme une variation transitoire du taux de rétention d'huile, T_V .

3.3.3. Modèle de lubrification transitoire en présence de surfaces texturées

Les résultats expérimentaux montrent l'importance des phénomènes transitoires (effet du temps de résidence et localisation instantanée du réseau de cavités dans le contact rendant le volume de rétention dépendant du temps) et de la déformation des surfaces (distribution d'épaisseur modifiée par le réseau de texture qui gouverne la pression locale et la viscosité du lubrifiant). De plus, la réponse tribologique caractérisée en fonction de la géométrie des cavités et des conditions opératoires a mis en évidence le couplage complexe entre ces paramètres qui contrôlent le frottement des surfaces texturées en régime élastohydrodynamique. Or tous les modèles qui ont été utilisés pour déterminer la contrainte de cisaillement en présence de cavités (équations 3-13 et 3-14) supposent un régime stationnaire et négligent la déformation élastique. Ils ne permettent donc pas de décrire les couplages observés dans les différentes expériences. C'est pourquoi, nous proposons ici un modèle, à une dimension, plus complexe basé sur l'équation de Reynolds.

3.3.3.1. Equation de Reynolds transitoire

Par souci de simplification, nous nous limiterons à une approche monodimensionnelle. La texture étant toujours apposée sur la sphère, nous effectuons le changement de variable suivant :

$$s = x - V_{\text{sphère}} \cdot t$$

3-17

où $V_{sphère}$ est la vitesse de la sphère, t le temps et x la position dans le contact. L'équation de Reynolds, dans ce nouveau repère devient :

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial s} \right) = \frac{\partial}{\partial s} (hU_e) - V_{sphère} \frac{\partial h}{\partial s} \quad 3-18$$

où U_e est la vitesse d'entraînement, p la pression et h l'épaisseur du film lubrifiant et η est la viscosité à la pression p , $\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$ (α = coefficient de piézo-viscosité de l'huile et η_0 = viscosité du lubrifiant à la pression atmosphérique). Comme $U_e = \frac{V_{sphère} + V_{disque}}{2}$ (V_{disque} représente la vitesse du disque) et $U_g = V_{sphère} - V_{plan} = \Sigma U_e$, il vient, puisque V_{disque} est constant :

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial s} \right) = \frac{\partial}{\partial s} (h\Sigma U_e) \quad 3-19$$

En écrivant l'équilibre entre les forces tangentielles et les forces normales appliquées sur un élément fluide, on déduit la contrainte de cisaillement en fonction du temps t et de la cote z :

$$\tau = \left(z - \frac{h}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\eta \Sigma U_e}{h} \quad 3-20$$

Par conséquent les contraintes de cisaillement sur le disque ($z = 0$, surface sur laquelle est mesuré le couple de frottement) et sur la sphère ($z = h$) valent respectivement :

$$\tau_1 = \left(-\frac{h}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\eta_0 \Sigma U_e e^{\alpha p}}{h} \text{ et } \tau_2 = \left(\frac{h}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\eta_0 \Sigma U_e e^{\alpha p}}{h} \quad 3-21$$

En utilisant les variables x et t , on obtient :

$$\tau_1(x, t) = -\frac{h(x - V_{sphère} \cdot t)}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta_0 \Sigma U_e e^{\alpha p}}{h(x - V_{sphère} \cdot t)} \quad 3-22$$

3.3.3.2. Application à une bille texturée avec une cavité unique

On applique maintenant les équations établies au paragraphe 3.3.3.1, au cas où la sphère contient une cavité dont la forme est schématisée sur la Figure 3-23.

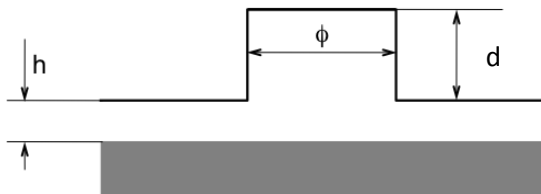


Figure 3-23 - Profil d'épaisseur simplifié lorsqu'une cavité élémentaire est dans le contact, à l'instant $t = 0$. La direction de l'écoulement du lubrifiant est orientée de la gauche vers la droite.

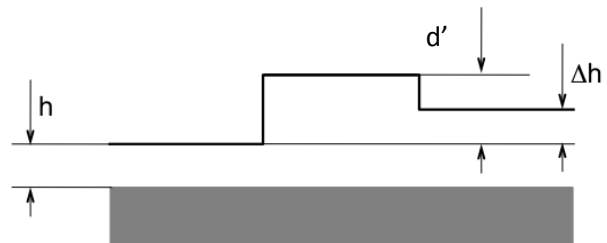


Figure 3-24 - Profil d'épaisseur simplifié lorsqu'une cavité élémentaire est dans le contact, à un instant t . La direction de l'écoulement du lubrifiant est orientée de la gauche vers la droite.

Le calcul est réalisé dans le cadre des hypothèses suivantes :

- On suppose que le gradient de pression qui contribue à la composante de Poiseuille du frottement est non nul seulement sur les bords "amont" et "aval" de la cavité. Les termes "amont" et "aval" sont considérés en référence à la direction de l'écoulement du lubrifiant. Cette hypothèse paraît vraisemblable au regard des résultats de simulation numérique obtenus par Mourier dans son travail de thèse et ceux de la littérature.
- On suppose qu'en dehors de la cavité et de ses bords "amont" et "aval", la pression est constante et égale à la pression moyenne de contact, p_{moy} .
- Lors du passage d'une cavité ou d'un ensemble de cavités dans la zone de haute pression du contact, celui-ci est divisé en 5 parties, pour un instant, t donné :
 - partie en amont de la cavité, de longueur L_1 où l'on considère que l'épaisseur du film lubrifiant est quasi constante et identique à ce qu'elle serait avec une surface parfaitement lisse, à la vitesse d'entraînement, U_e . On la note $h(U_e)$ (voir Figure 3-24).
 - bord amont de la cavité, d'une longueur ε ($\varepsilon \ll 2a$, où $2a$ est le diamètre du contact) et où l'épaisseur moyenne du lubrifiant est supposée égale à h .
 - partie centrale de la cavité, de longueur $\varnothing - 2\varepsilon$ où l'épaisseur du film lubrifiant est supposée constante et égale à $d' + h$ (d' = profondeur de la cavité déformée par le champ de pression à l'instant t).
 - bord aval de la cavité, d'une longueur ε ($\varepsilon \ll 2a$, où $2a$ est le diamètre du contact) et où l'épaisseur moyenne est supposée égale à $h + \Delta h$.
 - partie aval de la cavité de longueur L_2 où l'on considère à nouveau que l'épaisseur de lubrifiant est constante et vaut $h + \Delta h$, Δh pouvant être positif ou négatif.
- Les paramètres L_1 , L_2 , Δh dépendent du temps alors que les grandeurs, $2a$, \varnothing , ε et h sont indépendantes du temps.
- On note r le rapport $\Delta h/h$.
- On note Δp , la chute pression au sein du lubrifiant piégé dans la cavité ($\Delta p > 0$).

Compte tenu des hypothèses faites ci-dessus, on peut calculer, dans chacune des zones la force de frottement instantanée par unité de largeur de contact (rappelons qu'il s'agit d'une approche 1D) exercée sur le disque et qui correspond à celle mesurée expérimentalement. D'après l'équation 3-22, elles sont données par :

$$\text{Pour la zone 1, } F_1(t) = L_1(t)\tau_1(t) = \frac{\eta_0 L_1(t) \Sigma u (\varnothing - 2\varepsilon) e^{(cp_{moy})}}{h(U_e)} \quad 3-23$$

$$\text{Pour la zone 2, } F_2(t) = \varepsilon \tau_2(t) = -\frac{h(U_e)}{2} \frac{\Delta p}{\varepsilon} \varepsilon = -\frac{h(U_e)}{2} \Delta p \quad 3-24$$

$$\text{Pour la zone 3, } F_3(t) = (\emptyset - 2\varepsilon)\tau_3(t) = \frac{\eta_0 \Sigma U_e (\emptyset - 2\varepsilon) e^{(\alpha p_{moy} - \Delta p)}}{d'(t)} \quad 3-25$$

$$\text{Pour la zone 4, } F_4(t) = \varepsilon\tau_4(t) = -\frac{h(U_e) + \Delta h(t)}{2} \left(-\frac{\Delta p}{\varepsilon} \right) \varepsilon = \frac{h(U_e) + \Delta h(t)}{2} \Delta p \quad 3-26$$

$$\text{Pour la zone 5, } F_5(t) = L_2(t)\tau_5(t) = \frac{\eta_0 \Sigma U_e L_2(t) e^{(\alpha p_{moy})}}{h(U_e) + \Delta h(t)} \quad 3-27$$

En sommant l'ensemble de ces 5 contributions, on déduit la force tangentielle instantanée, $F(t)$:

$$F(t) = 2a\tau(U_e, p_{moy}) \left[L_1(t) + \frac{(\emptyset - 2\varepsilon)h(U_e)}{d'(t)} e^{(-\alpha \Delta p)} + L_2(t) \frac{1}{1+r(t)} \right] + \frac{r(t)}{2} h(U_e) \Delta p \quad 3-28$$

où $\tau(U_e, p_{moy})$ est la contrainte de cisaillement de Couette avec une surface lisse. C'est aussi la contrainte de cisaillement totale, puisque pour un contact lisse, l'écoulement de Poiseuille est négligeable.

Dans un contact haute pression le terme $e^{(-\alpha \Delta p)}$ est petit devant 1, il en résulte une expression approchée de $F(t)$:

$$F(t) = 2a\tau(U_e, p_{moy}) \left[1 - \frac{\emptyset}{2a} - L_2(t) \frac{r(t)}{1+r(t)} \right] + \frac{r(t)}{2} h(U_e) \Delta p \quad 3-29$$

L'équation 3-29 permet de tirer les conclusions suivantes :

- La force de frottement ne dépend pas explicitement de la profondeur de la cavité, d mais elle en dépend implicitement, via $r(t)$, puisque $\Delta h(t)$ dépend de $d'(t)$ et de d .
- Au contraire de ce que prédisent les équations 3-13 et 3-14, la force de frottement peut être plus élevée ou plus faible qu'avec des surfaces lisses en fonction des contributions relatives des écoulements de Poiseuille et de Couette qui sont elles-mêmes modulées par la géométrie des cavités.
- Pour les conditions qui conduisent à une augmentation locale de l'épaisseur du film lubrifiant, le terme $1 - \frac{L_2(t)}{2a} \frac{r(t)}{1+r(t)} - \frac{\emptyset}{2a}$ est toujours inférieur à 1. Dans ce cas, la contrainte de Couette en présence d'une cavité est nécessairement plus faible que la contrainte de cisaillement dans un contact lisse. C'est donc l'écoulement de Poiseuille généré en bordure de cavité qui est alors responsable d'un éventuel accroissement du coefficient de frottement.

3.3.3.3. Application à une bille texturée avec plusieurs cavités

L'approche menée dans le paragraphe pour une cavité unique traversant le contact est généralisée à un ensemble de n cavités successives, en formulant les hypothèses suivantes :

- On suppose qu'à tout instant t , n cavités sont présentes dans le contact,

- Les cavités sont numérotées de 1 à n : la cavité n°1 étant la plus proche de l'entrée du contact et la cavité n° n étant la plus proche de la sortie du contact.
- On suppose les cavités équidistantes. On note L la distance entre les centres de deux cavités consécutives.
- On suppose que les cavités sont indépendantes les unes des autres,
- On suppose connue la force tangentielle par unité de longueur induite par la cavité n°1. Elle est déterminée par l'équation 3-29 et on la note $F_1(t)$.

Nous pouvons donc déduire que :

- La force tangentielle due à la cavité n°3, seule, s'écrit : $F_3(t) = F_1(t + 2L/V_{sphère})$
- La force tangentielle due à la cavité n° i quelconque, s'écrit : $F_i(t) = F_1(t + (i-1)L/V_{sphère})$

Par conséquent, en appliquant un principe de superposition, la force totale F pour n cavités est telle que :

$$F(t) = \sum_{i=1}^{i=n} F_i(t) = \sum_{i=1}^{i=n} F_1[t + (i-1)L/V_{sphère}] \quad 3-30$$

or $nL \approx 2a$ donc, $\frac{L}{V_{sphère}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{2a}{V_{sphère}} = \frac{t_d}{n}$ où t_d est le temps de résidence d'une cavité, d'où :

$$F(t) = \sum_{i=1}^{i=n} F_i(t) = \sum_{i=1}^{i=n} F_1\left[t + \frac{(i-1)t_d}{n}\right] \quad 3-31$$

En combinant les équations 3-29 et 3-31, la force de frottement est alors donnée par la relation suivante :

$$F(t) \approx 2a\tau(U_e, p_{moy}) \left[\frac{L - \emptyset}{L} - \sum_{i=1}^{i=n} \frac{L_{21}(t_i)}{2a} \frac{r(t_i)}{1+r(t_i)} \right] + \frac{h(U_e)}{2} \sum_{i=1}^{i=n} \Delta p(t_i) r(t_i) \quad 3-32$$

Où $t_i = t + \frac{(i-1) \cdot t_d}{n}$. En prenant comme instant de référence, $t = 0$, le moment à partir duquel le contact fonctionne en régime établi, on obtient finalement :

$$F(t) \approx 2a\tau(U_e, p_{moy}) \left[\frac{L - \emptyset}{L} - \sum_{i=1}^{i=n} \frac{L_{21}(t_i)}{2a} \frac{r(t_i)}{1+r(t_i)} \right] + \frac{h(U_e)}{2} \sum_{i=1}^{i=n} \Delta p(t_i) r(t_i) \quad 3-33$$

Même s'il est difficile d'appliquer directement l'équation 3-33, en particulier à cause de la méconnaissance de $\Delta p(t_i)$ sans passer par la simulation numérique, le modèle proposé présente l'intérêt de mettre clairement en évidence les effets transitoires sur la force de frottement, notamment l'influence du temps de résidence des cavités, t_d , ainsi que les couplages entre la géométrie initiale des cavités, leur déformation et leur densité au travers du paramètre $(L - \emptyset)/L$.

3.3.4. Conclusions

Le contact entre une sphère texturée et un plan lisse a été étudié en régime élastohydrodynamique tant d'un point de vue de sa capacité de formation d'un film lubrifiant que de celle du contrôle du frottement. La réponse tribologique du contact et son optimisation dépendent du couplage entre les paramètres liés :

- au mode opératoire, par exemple la cinématique des surfaces, la pression de contact et le temps de résidence des textures,
- aux paramètres géométriques de la texturation, tels que la profondeur, la taille, la densité des cavités - T_s et le volume de rétention - T_v .
- aux propriétés d'écoulement du lubrifiant en présence d'un gradient de pression variable, tel que la piézo-viscosité.

Les taux surfacique T_s et volumique T_v semblent constituer des paramètres de première importance dans le contrôle du comportement tribologique d'un contact EHD en surfaces texturées.

Dans ce chapitre, la lubrification est toujours réalisée via un film complet qui empêche tout contact direct entre les solides en mouvement. Les protocoles expérimentaux choisis introduisent des ordres de grandeurs d'épaisseurs de film lubrifiant qui permettent de distinguer deux situations de lubrification :

- La première où la sphère texturée est fixe et le disque est animé d'un mouvement alternatif. Le film fluide possède une épaisseur centrale $h = 90$ nm. Cette situation correspond à une valeur de t_d infinie. Elle est également associée à un phénomène transitoire lié à l'annulation de la vitesse d'entraînement lors de l'oscillation du disque.

Le cas de la densité faible correspond à une cavité unique dans la zone de contact. Le frottement est réduit par rapport à la référence en surface lisse pour une cavité profonde avec $d = 5$ μm et de diamètre $\varnothing = 50$ μm ce qui donne une densité de texturation de $T_s = 5$ %. L'étude de l'interface via l'analyse par interférométrie du contact confirme que des épaisseurs d'huile équivalentes à celles mesurées en surface lisse dans les mêmes conditions opératoires. Une exception est constatée pour la cavité profonde ($d = 5$ μm) avec une faible diminution de 2 % en aval du motif. Paradoxalement, cette perturbation ne semble pas impacter le coefficient de frottement de manière négative puisqu'une réduction du frottement de 20 % est observée. Par conséquent cette variation ne provient pas du cisaillement du fluide en sortie de la cavité mais plutôt du cisaillement à l'instant où le fluide est dans la cavité. Le fluide piégé est soumis à des forts gradients de pression. L'état de contrainte du lubrifiant est modifié significativement au cours de son passage dans la cavité.

La présence dans le contact de cavités de faibles profondeurs, 0,3 et 0,4 μm , n'entraîne aucune modification du coefficient de frottement et ce quelle que soit la viscosité du lubrifiant. Dans le cas du lubrifiant le plus visqueux ($\eta = 0,25$ Pa.s) que nous ayons étudié, on notera cependant que les cavités de faibles profondeurs ($d = 0,4$ μm) engendrent un niveau de frottement légèrement inférieur à celui obtenu avec une surface lisse. Même si ces différences restent dans l'incertitude de mesure elles semblent néanmoins indiquer qu'un fluide plus visqueux accentuerait cette tendance.

Cette analyse prouve que les mécanismes physiques à l'origine de la réponse en frottement d'une surface texturée sont fortement corrélés au volume de lubrifiant piégé et à son comportement rhéologique, iso-visqueux ou piézo-visqueux, dans la cavité. L'influence du volume de fluide qui y est piégé joue sur le cisaillement du volume global du fluide présent dans le contact. Cette influence est d'autant plus marquée que ce volume de rétention de fluide est grand (cf. rôle d'une mono-cavité de profondeur $5 \mu\text{m}$ au §3.2.2).

Le cas de densité élevée est étudié par le biais de réseau de textures. La surface B08-20-0.5 présente le comportement tribologique le plus performant avec une diminution du frottement de 9 % et une augmentation locale de l'épaisseur de 10 %. L'utilisation des paramètres T_{h+}/T_{h-} permettent de corréler la distribution d'épaisseur et T_s . Mais Il est complexe de relier directement T_s ou T_v à la réponse au frottement. Néanmoins, il semble d'une faible densité soit nécessaire à la réduction du coefficient de frottement.

- La seconde situation de lubrification correspond à des cinématiques permettant la formation d'un film épais (d'épaisseur centrale de 240 nm). Dans ce cas, le contact n'est pas en glissement pur et le temps de résidence des textures t_d varie dans une gamme finie de 1,26 ms à 24 ms. Les réseaux de textures présentent 4 à 18 cavités piégées dans le contact. Les situations tribologiques se complexifient et mettent en évidence le couplage entre la rhéologie locale du lubrifiant et la topographie multi-échelle des surfaces. Deux types de paramètres liés aux conditions tribologiques doivent alors être considérés : la hauteur de l'interface h et la cinématique de la texture caractérisée, notamment par t_d , le temps de résidence de la texture dans la zone de contact. On observe, en particulier que :

- Si le temps de résidence des cavités est long, soit $t_d > t_0 = 2,4 \text{ ms}$, le frottement est réduit de 7 %, pour des paramètres de textures suivants :
 - de faible profondeur, $d = 0,5 \mu\text{m}$,
 - de faible densité, $T_s < 10 \%$,
 - de taux de couverture volumique de lubrifiant piégé faible, $T_v < 10 \%$,
- Si le temps de résidence des cavités est court, $t_d < t_0$, le frottement est diminué de 12 %, pour les textures :
 - de profondeurs élevées, $d = 3,0 \mu\text{m}$,
 - de faible densité, $T_s = 10 \%$,
 - T_v le taux de couverture volumique doit être inférieur à 40 %.

Chapitre 4. Etude tribologique du régime de Lubrification Limite

Dans le chapitre précédent, le comportement tribologique des surfaces texturées a été analysé expérimentalement en régime de lubrification élastohydrodynamique. Le couplage entre la réponse tribologique de l'interface, le comportement rhéologique des lubrifiants sous pression et en cisaillement et la morphologie des surfaces a montré une différence fondamentale dans le mécanisme de lubrification du contact EHD : certaines géométries de textures peuvent perturber la formation du film lubrifiant, notamment par une augmentation de l'épaisseur de film considérable jusqu'à +30 %. Ce chapitre présente l'influence de la texture en régime de lubrification limite et tente d'explicitier les mécanismes de frottement modifiés par la localisation de la texture dans le contact.

Chapitre 4. Etude tribologique du régime de Lubrification Limite	123
4.1. Introduction	125
4.1.1. Interface SPC et interface d'étude	125
4.1.2. Préambule sur la lubrification limite	127
4.1.3. Tribomètre choisi	128
4.1.4. Méthodologie expérimentale.....	128
4.1.4.1. Conditions opératoires	128
4.1.4.2. Analyse des résultats en surface NON texturée	130
4.1.4.3. Démarche de l'étude en surfaces texturées.....	135
4.2. Analyse des résultats expérimentaux.....	137
4.2.1. Effets de la géométrie de la texture.....	137
4.2.1.1. Influence du diamètre des cavités.....	137
4.2.1.2. Influence de la profondeur des cavités	139
4.2.2. Effets de la localisation de la zone texturée.....	140
4.2.2.1. Résultats expérimentaux de la localisation de textures.....	140
4.2.2.2. Variation de la surface apparente de contact et approche énergétique	143
4.2.2.3. Interprétation sur le rôle des textures	145
4.3. Perspectives et synthèses du chapitre 4	148

4.1. Introduction

4.1.1. Interface SPC et interface d'étude

En raison de la forme du segment et du cylindre, le contact SPC offre, en supposant un alignement parfait, une aire elliptique entre surfaces conformes. On retiendra cependant qu'en raison du positionnement libre du segment dans la gorge du piston, l'aire de contact varie continuellement au cours du cycle. La modélisation expérimentale choisie est une configuration sphère / plan avec une aire de contact circulaire (Figure 4-1) pour simplifier le cas réel. Le choix des sollicitations est imposé par les caractéristiques du tribomètre et est fondé sur une analyse des variations de la pression de contact, de la température et de la vitesse au cours d'un cycle de glissement de l'ensemble SPC, afin d'être représentatif de la lubrification limite. Ce régime a lieu dans certaines zones de cette interface SPC (Figure 4-1) : zones de point mort haut de la chemise moteur.

Ce type de régime de lubrification a été détaillé dans le premier chapitre de la thèse. On rappelle que le lubrifiant est présent mais ne sépare pas totalement les surfaces car les conditions de vitesse et de pression sont insuffisantes pour générer une portance d'origine hydrodynamique ou élastohydrodynamique. Par conséquent, il existe des contacts métalliques directs entre les aspérités des surfaces antagonistes, mais aussi de multiples interfaces locales aspérités-liquide-aspérités, rendant le contact macroscopique très hétérogène (Figure 4-2). Dans de telles conditions, des phénomènes simultanés d'usure abrasive et de chimisorption / désorption d'espèces organiques se produisent en différents endroits de la piste de frottement lors du balayage continu du frotteur. Dans la suite du document, le film adsorbé ou vernis protecteur présent sur la surface quel que soit le moyen – chimisorption ou physisorption – et quelle que soit la fonction – réducteur de frottement ou effet anti-usure – sera appelé tribofilm (Figure 4-3).

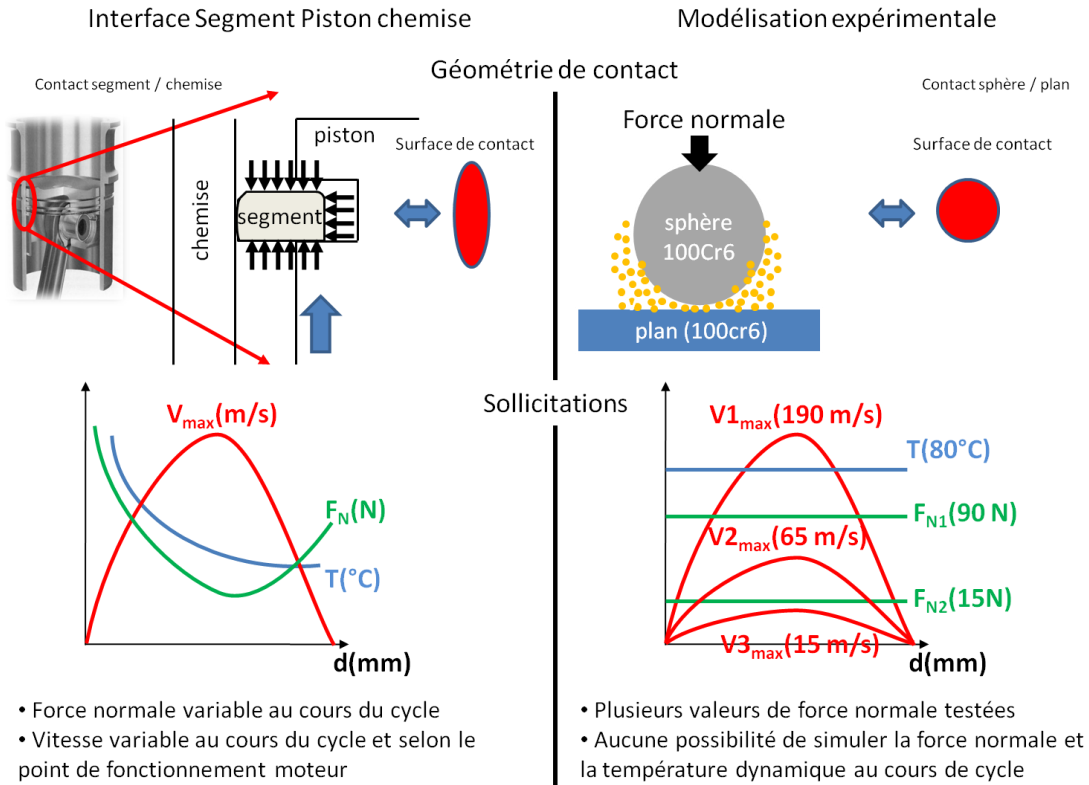


Figure 4-1 - Schéma de synthèse de la démarche de simulation expérimentale du régime de lubrification limite au sein du contact SPC.

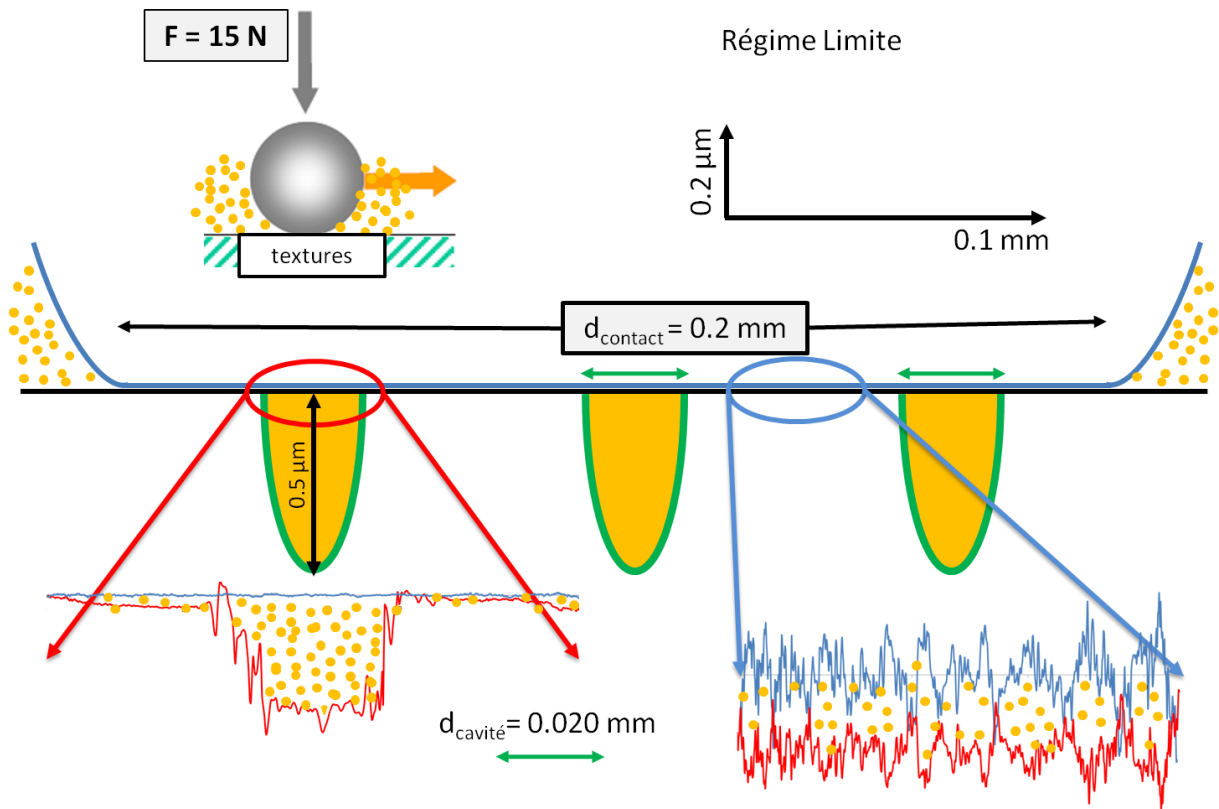


Figure 4-2 - Schématisation de l'interface de contact en lubrification limite (sphère, fluide, plan texturé). La cavité à gauche est de diamètre 20 μm et de profondeur 0,5 μm . La zone lisse localisée entre les textures illustre le contact « intime » entre les surfaces. L'amplitude est inférieure à 30 nm. Mesures effectuées sur les surfaces de test par profilomètre tactile.

4.1.2. Préambule sur la lubrification limite

Le régime mixte-limite s'établit dans l'interface SPC au voisinage du point mort haut, dans des conditions de température et de pression de contact sévères.

Un des premiers leviers a été la modification et l'amélioration des huiles moteurs via l'utilisation d'additifs spécifiques dont on retiendra deux fonctions essentielles: l'action anti-usure et la diminution du coefficient du frottement. Des travaux sont lancés depuis les années 1980 [47, 90, 91] sur la compréhension des mécanismes de formation et les propriétés de films ou vernis protecteur à la surface d'éléments frottants. Ces objectifs sont toujours d'actualité [92-94] puisque les nouvelles réglementations environnementales exhortent à l'utilisation de nouvelles formulations « propres » qui doivent conserver leur efficacité dans des conditions de fonctionnement moteurs devenues plus sévères.

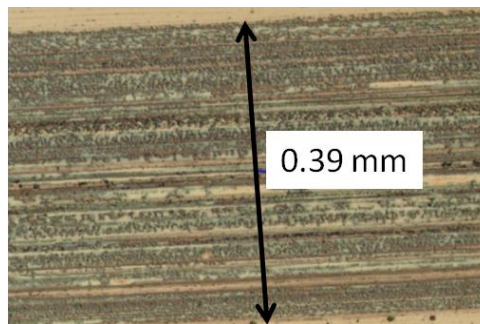


Figure 4-3 – Observation au microscope optique à lumière blanche d'une portion d'un tribofilm sur le plan. Contact : Sphère /Plan. Lubrifiant additivé de type Poly-Alfa-Oléfine. Sollicitations : mouvement rectiligne accéléré alterné, température 80°C, course 20 mm, vitesse maximale 190 mm/s, effort normal 90 N, Nombre de cycle 3600.

La présence de tribofilm en régime de lubrification limite est le résultat d'un équilibre dynamique impliquant à la fois leur formation et leur dégradation. Ces deux processus n'ont pas lieu nécessairement de manière simultanée mais l'un des deux prévaut sur l'autre selon les conditions opératoires [95]. Dans le cas d'étude, si l'ensemble des phénomènes complexes se produisant lors du frottement est simplifié, il faut retenir l'importance de l'écoulement du lubrifiant situé dans l'environnement proche du contact, des transferts de matières réactifs, de l'adsorption sur la surface [96], et des réactions physico chimiques dans la zone de contact. Le contact agit comme un réacteur chimique qui permet de traiter les surfaces frottantes in situ. Ces conditions sévères contrôlent à la fois le taux de formation et le taux d'usure du tribofilm [97].

Les additifs ne sont efficaces que dans certaines conditions thermodynamiques : les gammes de températures sont comprises entre 80°C et 100°C [96]. Les lubrifiants doivent assurer leurs fonctions et maintenir leurs performances dans des conditions non stationnaires, notamment en raison de gradients mécaniques et thermiques élevés produits sur différentes échelles de temps (cf. Chapitre 3).

Dans le cadre de la thèse, seule la perturbation engendrée par l'existence des textures dans la zone de contact est étudiée en régime mixte/limite. Les phénomènes décrits ci-dessus concernant les réactions tribochimiques des lubrifiants et la formulation en additifs sont pris en compte dans l'identification des régimes de frottement et ne seront pas étudiés.

4.1.3. Tribomètre choisi

La simulation de ce contact en régime mixte-limite nécessite l'utilisation d'un tribomètre spécifique [98] pouvant reproduire des conditions tribologiques proches de l'application moteur (cf. §4.1.2). De plus, des observations microscopiques et des analyses de surface seront effectuées pour apporter des éléments de compréhension de l'influence de surfaces texturées sur le coefficient de frottement.

Les expérimentations sont conduites à travers l'étude de différents paramètres : la vitesse du frotteur et la charge normale imposées. L'interface de contact, schématisée sur la Figure 4-2 est réalisée entre une sphère (frotteur en mouvement rectiligne alternatif de rayon 12,7 mm) et un plan (élément fixe), texturé ou non. Les caractéristiques techniques de ce dispositif sont détaillées dans le Tableau 4-1. Le matériau utilisé pour les deux éléments constituant le contact est un acier faiblement allié, le 100Cr6. Celui-ci a été choisi pour des raisons de continuité et de comparaison des résultats avec l'étude du régime EHD (cf. Chapitre 3). Ce matériau est par ailleurs très bien référencé dans la littérature dans diverses configurations expérimentales que ce soit en termes de comportement tribologique ou de texturation de surface par LASER.

Mouvement	linéaire alternatif
Débattement	variable, de quelques dixièmes de mm à plusieurs mm
Vitesse	de quelques dixièmes de mm/s à 1 m/s
Charge normale	réglable de 1 à 10^3 N
Situation	contact sec, lubrifié ou immergé dans un bain de lubrifiant
Température	de -100°C à +500°C

Tableau 4-1 - Principales caractéristiques du tribomètre linéaire [98].

Les grandeurs mesurées comme la force de frottement traduisent l'ensemble des événements temporels et statistiques ayant lieu à la surface de contact. Le signal obtenu contient alors une information globale, intégration des informations locales du contact.

4.1.4. Méthodologie expérimentale

4.1.4.1. Conditions opératoires

Le protocole expérimental est présenté brièvement dans ce paragraphe, le détail se trouve en annexe 1 de ce document. Le comportement du système tribologique a été analysé en étudiant sa réponse à la variation de deux grandeurs physiques : la pression et la vitesse.

Le lubrifiant considéré est une huile additivée à base de Poly-Alfa-Oléfine (PAO), nommée OS34. La température du lubrifiant a été fixée à 80°C. La viscosité dynamique est de 0,02 Pa.s à cette température. La courbe de viscosité - température est présentée ci-dessous à titre indicatif (Figure 4-4). Deux types de chargement normal et trois vitesses sont testés pour une distance parcourue totale par essai de 144 m – 3600 cycles d'une distance de 20 mm – suffisante pour permettre la formation de tribofilm. Pour chaque vitesse de glissement, les essais ont été conduits à iso distance

parcourue par le frotteur – la sphère – de façon à s'affranchir de l'effet de la longueur glissée notamment sur l'établissement du film tribochimique. Trois niveaux de vitesses maximales croissantes (faible : $V1_{max} = 15$ mm/s, intermédiaire : $V2_{max} = 65$ mm/s et élevée : $V3_{max} = 190$ mm/s) approchent les gradients de vitesse subis par le contact SPC lors de la distance parcourue par le segment (Figure 4-5). Afin de simuler la cinématique réelle de ce dernier, le frotteur est animé d'un déplacement sinusoïdal. Ainsi les tests donnent lieu à une gamme large de durée de 20 minutes, 1 heure et 5 heures, respectivement pour les trois cinématiques testées ($V3_{max} = 190$ mm/s, $V2_{max} = 65$ mm/s, $V1_{max} = 15$ mm/s).

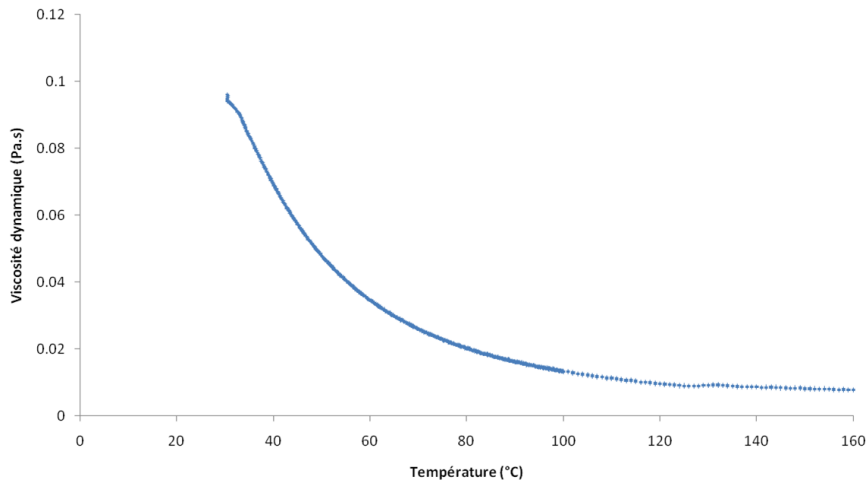


Figure 4-4 - Courbe de la viscosité dynamique (Pa.s) en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant OS34. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1} .

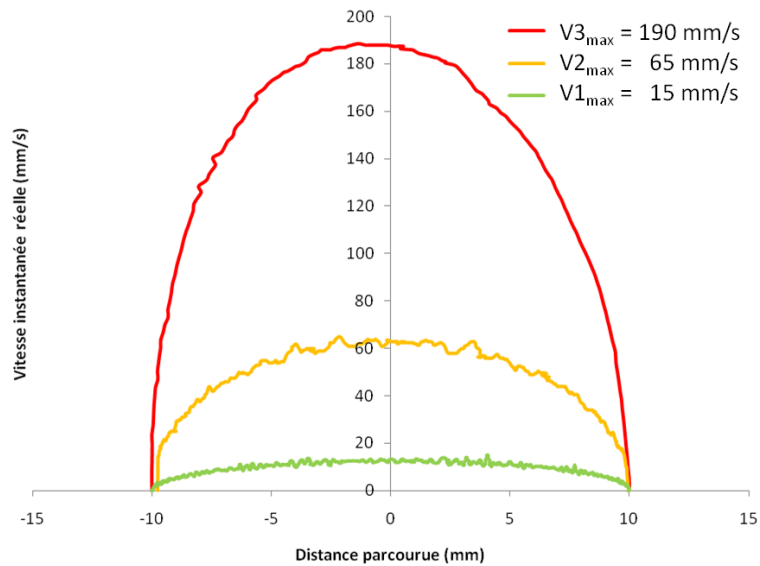


Figure 4-5 - Courbes de vitesse instantanée maximale réelle en fonction de la distance parcourue dans les trois différentes cinématiques. Le trajet correspond à un aller du frotteur.

4.1.4.2. Analyse des résultats en surface NON texturée

Chaque expérience est menée à trois reprises pour vérifier la répétabilité. Nous allons d'abord détailler la démarche et les résultats obtenus pour la surface lisse prise dans ce travail comme référence. La Figure 4-6 présente les évolutions du coefficient de frottement et de la vitesse instantanée en fonction du déplacement de la sphère, aux cycles n°100 et 3600. L'exemple illustré ici correspond au cas $F_N = 90$ N soit $P_{Hertz} = 753$ MPa, $V_{max} = 190$ mm/s et $T = 80^\circ\text{C}$. La taille du contact correspond au diamètre de Hertz calculé. L'accélération est de $7,3$ m/s² contre $0,01$ et $0,3$ m/s² respectivement pour les cas de vitesses 15 et 65 mm/s.

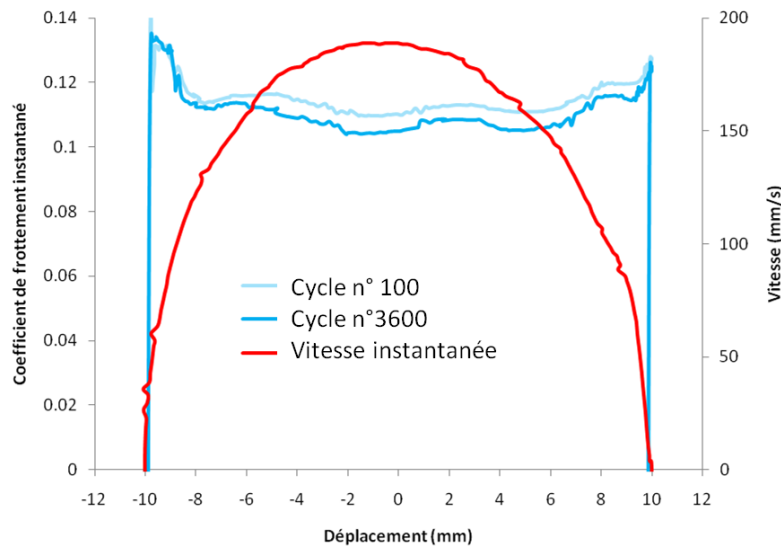


Figure 4-6 - Evolution du coefficient de frottement instantané (en bleu) et de la vitesse instantanée de la sphère (en rouge) en fonction du déplacement de la sphère. L'aller et le retour sont tracés. Conditions opératoires : $F_N = 90$ N, $V_{max} = 190$ mm/s, $T = 80^\circ\text{C}$, débattement 20 mm, lubrifiant référence OS34.

Sur la Figure 4-6, les frottements entre l'aller et le retour, et entre le début et la fin de l'essai paraissent relativement homogènes. On observe une réduction du coefficient de frottement local significative lorsque le frotteur atteint une vitesse de déplacement de 100 mm/s. L'amplitude de la vitesse est telle que l'interface "parcourt" la courbe de Stribeck sur une gamme de valeurs du nombre d'Hersey lui permettant de balayer à la fois le régime limite et le régime mixte. En première approche, le frottement sera présenté sous la forme de la valeur moyenne des données instantanées sur trois cycles. La Figure 4-7 présente l'évolution du coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de cycles. Simultanément, la charge normale, la charge tangentielle et la température sont tracées en fonction du nombre de cycle. Les observations microscopiques de la zone centrale de la trace de frottement sur la surface du plan et celle de la sphère sont illustrées également. Sur le plan, un tribofilm épais et homogène est observé tandis qu'à la surface de la sphère ce dernier paraît plus disparate et fin. Des marques noires apparaissent sur la surface de la sphère que l'on retrouve symétriquement sur la surface du plan.

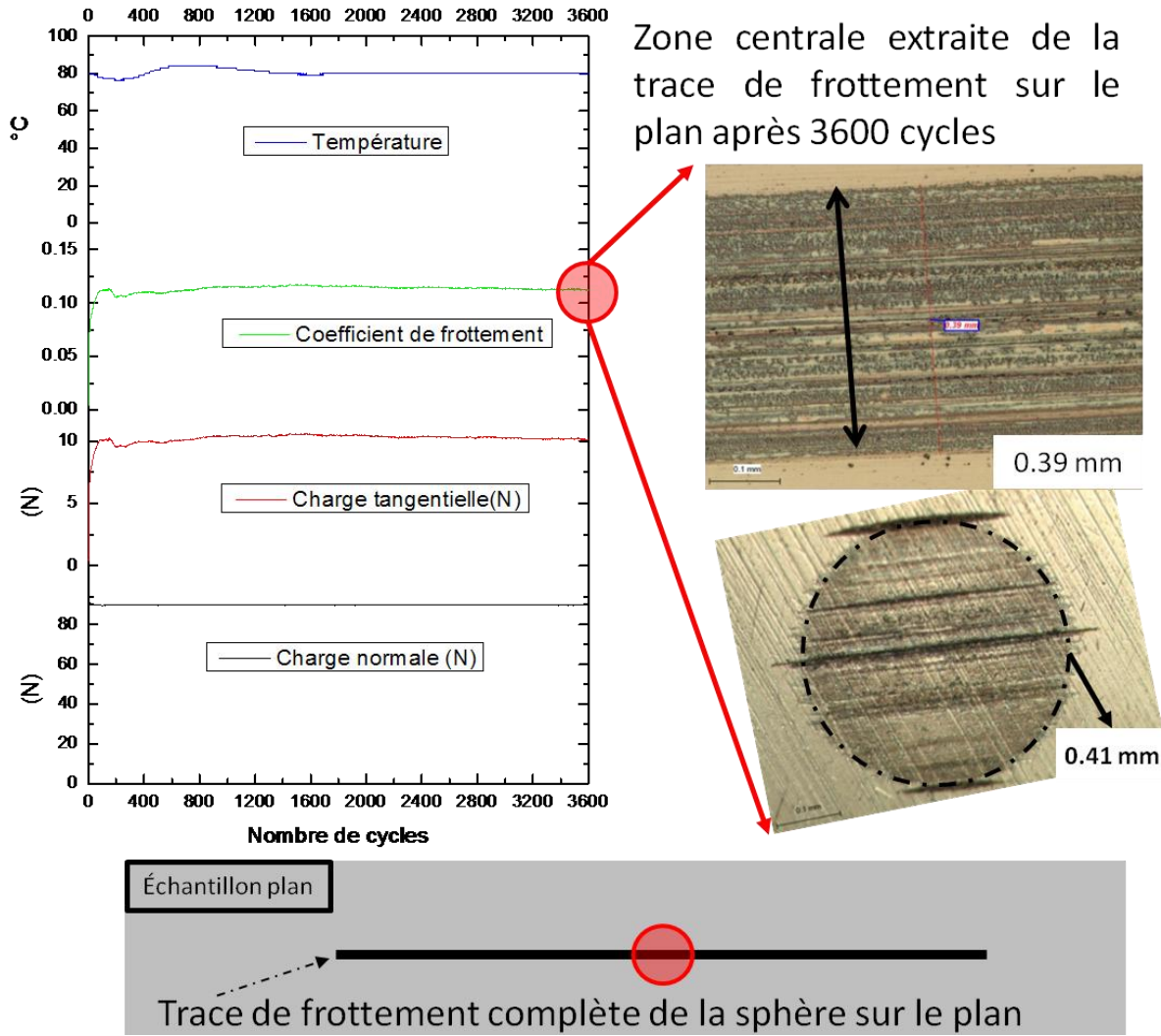


Figure 4-7 - Exemple d'une expérimentation type en surface lisse pour 3600 cycles. Les sollicitations sont : $F_N = 90 \text{ N}$, $T = 80^\circ\text{C}$, débattement 20 mm, $V_{max} = 190 \text{ mm/s}$, lubrifiant référence OS34.

Les tendances mises en évidence à partir de cet exemple sont retrouvées sur l'ensemble des conditions expérimentales étudiées. Les coefficients de frottement moyen obtenus à la fin des tests sous faible et forte charge normale sont caractéristiques de la lubrification limite. L'évolution du coefficient de frottement moyen pour la surface lisse est portée sur la Figure 4-8, en fonction du nombre adimensionné de Hersey, défini dans le chapitre 1 par la relation suivante :

$$H = \frac{\eta \times V_{rot}}{a \times P_{contact}} \quad 4-1$$

Où η est la viscosité dynamique du lubrifiant (Pa.s), V_{rot} la vitesse linéaire du frotteur (m/s), a la largeur de contact et $P_{contact}$ la pression moyenne de contact selon Hertz (Pa).

Cette représentation donne une information globale sur la friction. La courbe de la Figure 4-8 présente une décroissance du coefficient de frottement avec le nombre de Hersey. Cette décroissance est d'autant plus marquée que la charge normale est grande ($\mu_{min} = 0,11$ correspond à $F_N = 90 \text{ N}$ et $V_{max} = 190 \text{ mm/s}$).

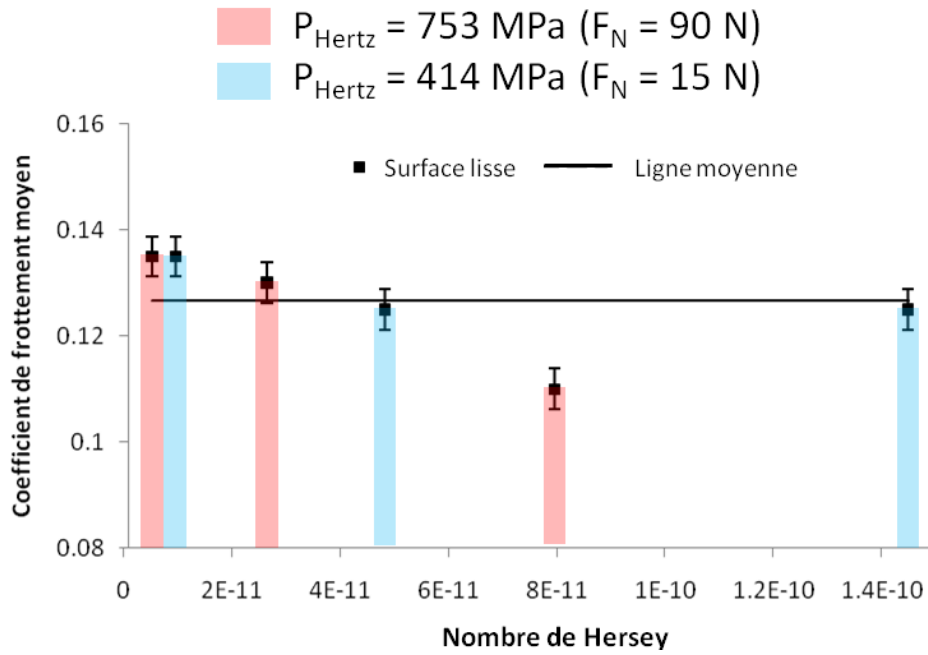


Figure 4-8 - Evolution du coefficient de frottement moyen mesuré à la fin de l'expérience en fonction du nombre de Hersey pour une surface lisse. Le lubrifiant formulé OS34 est utilisé à $T = 80^\circ\text{C}$.

Le coefficient de frottement moyen n'est qu'un indicateur approximatif du comportement de la friction interfaciale en régime limite. Il est insuffisant pour déterminer et comprendre les processus physiques à l'origine de la réponse en frottement. Afin de mieux identifier les phénomènes interfaciaux et de décrire l'évolution spatio-temporelle du tribosystème, nous nous appuyons sur des cartographies (Figure 4-9) qui représentent l'évolution du coefficient de frottement instantané en fonction du déplacement du frotteur et du nombre de cycles.

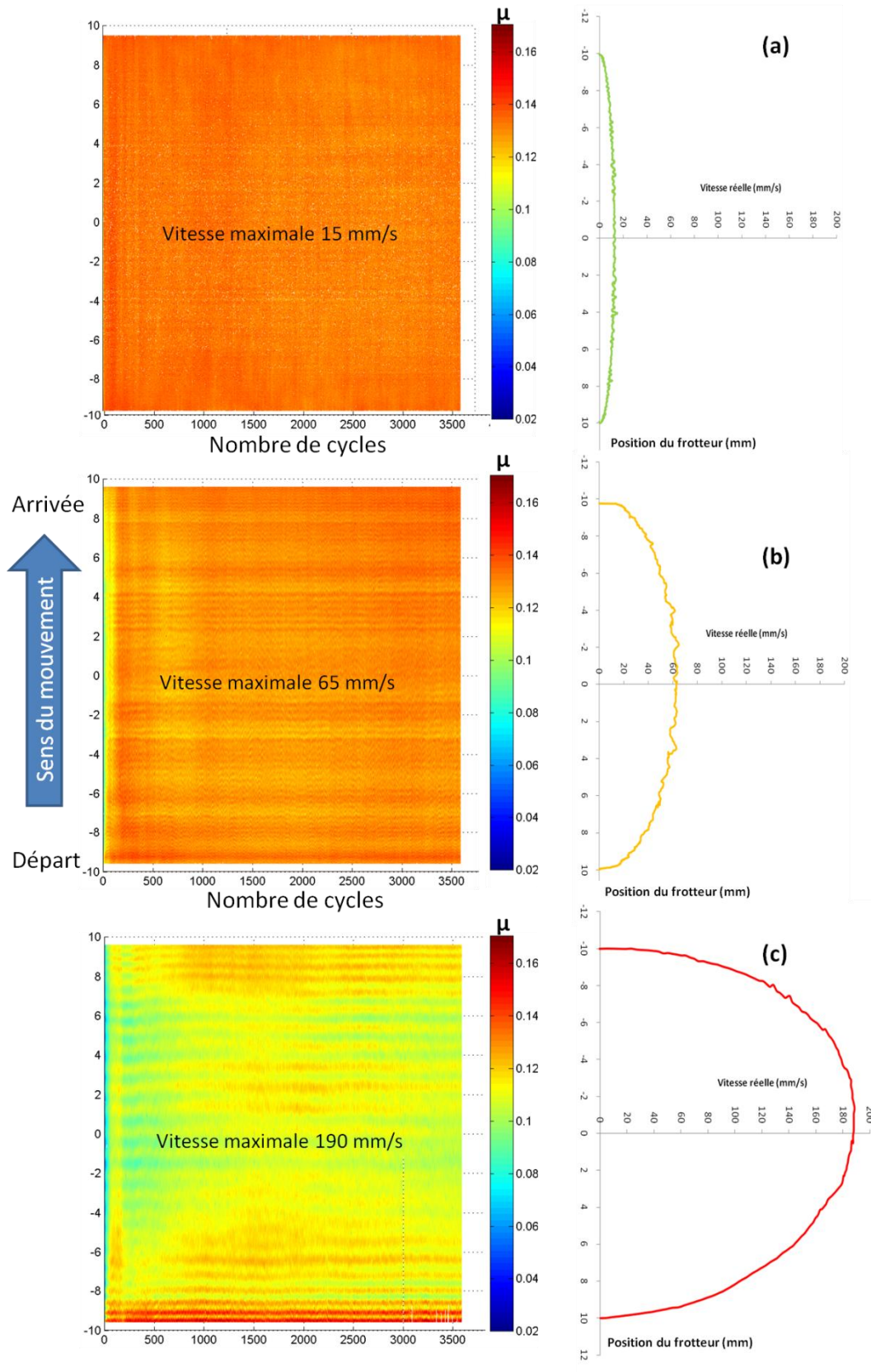


Figure 4-9 - Cartographies 2D du coefficient de frottement en fonction de la position du frotteur sur la piste de glissement et du nombre de cycles pour la surface lisse soumise à un profil de vitesse sinusoïdal ayant respectivement un maximum (a) de 15 mm/s, (b) de 65 mm/s et (c) de 190 mm/s. Le chargement normal est de $F_N = 90$ N.

Les observations précédentes (Figure 4-6) ont montré des tendances similaires entre l'aller et le retour. Ainsi les cartographies 2D représenteront uniquement l'aller du frotteur. La Figure 4-9 correspond aux cas des vitesses 15, 65 et 190 mm/s à 90 N. On constate que pour les vitesses maximales de 15 et 65 mm/s, le niveau de frottement est homogène et reste proche de sa valeur maximale, indépendamment de la position du frotteur (autrement dit de la vitesse locale de glissement) et de la distance parcourue. Bien que le profil de vitesse soit sinusoïdal, les conditions hydrodynamiques engendrées sont insuffisantes au regard de la pression de contact pour provoquer une portance d'origine visqueuse. L'interface se maintient dans un régime de lubrification limite. Pour une cinématique identique et une vitesse maximale de 190 mm/s, l'interface est en régime limite et mixte (Figure 4-6). Des oscillations du coefficient de frottement sont visibles à vitesse élevée et sont dues au tribomètre. Pour une position donnée du frotteur, l'évolution du coefficient de frottement reste peu sensible au nombre de cycles de glissement, en particulier dans les zones proches des points de rebroussement.

Des analyses de surface ont été réalisées sur une trace spécifique de frottement afin de :

- vérifier la présence de tribofilm,
- qualifier les éléments présents dans la trace de frottement.

La spectroscopie photoélectronique X (XPS) a été utilisée. Cette technique a été choisie pour sa sensibilité aux éléments légers, pour la taille de la zone d'analyse (adaptée aux dimensions des échantillons) et pour la possibilité de réaliser des profils en profondeur grâce au couplage avec l'abrasion ionique. Elle fournit des informations sur l'état chimique des matériaux à partir des premières monocouches atomiques de la surface et peut être utilisée en quantification relative.

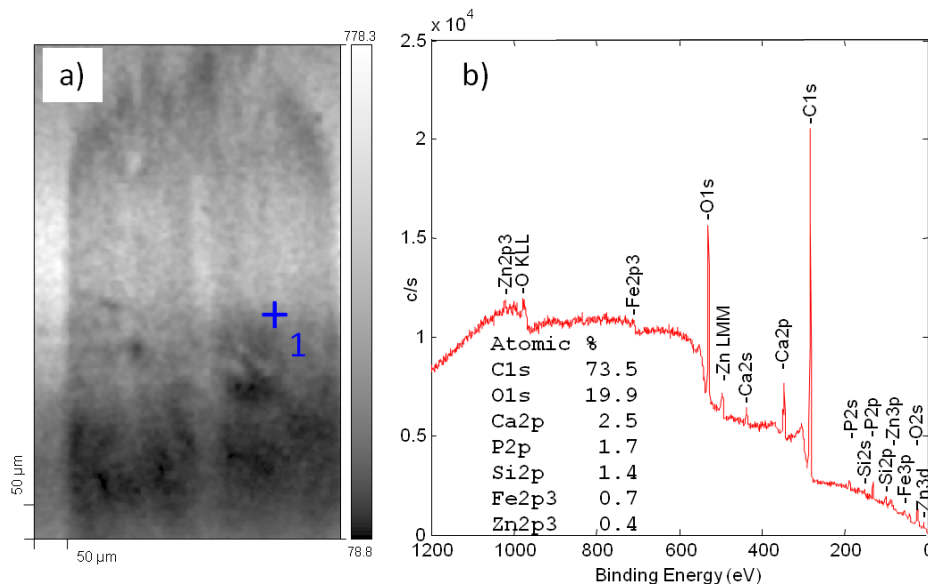


Figure 4-10 - a) Localisation des points de mesure effectuée par XPS : le repère 1 localise la mesure réalisée au point de rebroussement d'une trace sur surface lisse. b) Spectre XPS obtenu dans la zone localisé en a). Taille du spot d'analyse 50 µm.

La présence de tribofilm est observée dans la trace de frottement avec les principaux constituants suivants : zinc, phosphore et calcium. Des oxydes de fer sont également détectés. Ces résultats seront ensuite comparés à l'analyse des surfaces texturées (§4.2.2). La formation du film tribochimique est un phénomène mécaniquement et thermiquement activé, auquel peut être

associée une énergie d'activation. Pour illustrer les énergies de frottement pour chacun des tests réalisés, la puissance dissipée dans l'interface par unité de surface en contact solide, est estimée par :

$$P_{mj} = \frac{\mu F_N V_{sphère}}{S_{contact}} \quad 4-2$$

Où μ est le coefficient de frottement instantané, F_N la force normale, V la vitesse de glissement et $S_{contact}$, la surface du contact Hertzien à la charge F_N .

4.1.4.3. Démarche de l'étude en surfaces texturées

L'impact de la morphologie des surfaces sur la résistance au frottement d'un contact en régime limite a été exploré en tenant compte du caractère multi-échelles. En effet, les solides en contact et la distance de frottement ont des dimensions millimétriques. La zone de contact et l'arrangement du réseau de cavités sont de taille micrométrique. Enfin, la rugosité au sens de la valeur moyenne arithmétique des hauteurs est d'ordre nanométrique sur les plateaux et au fond des cavités. De plus, comme nous l'avons montré dans le Chapitre 3, le lubrifiant subit un état de contraintes et de vitesse de déformation variables selon sa localisation sur les plateaux ou dans les cavités. Ceux-ci modifient le comportement rhéologique du fluide et ses interactions physico-chimiques avec les surfaces frottantes en corrélation avec leur topographie locale.

Conscients de l'existence de ces couplages complexes, entre les différents paramètres (mécaniques, morphologiques et physico-chimiques), nous avons choisi d'analyser les mécanismes de lubrification limite induits par la présence de surfaces texturées en privilégiant deux voies d'étude:

- La première se concentre sur l'effet de la taille des motifs en termes de diamètre de cavités et de profondeur,
- La seconde concerne l'influence de la localisation de la zone de texturée au regard de la cinématique du frotteur (Figure 4-11).

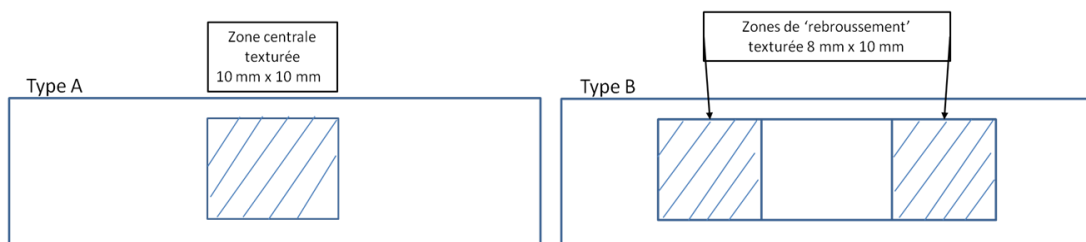


Figure 4-11 - Schéma explicatif des différents types de configurations.

Les analyses porteront sur le coefficient de frottement moyen et les cartographies du coefficient de frottement instantané et de la densité de puissance dissipée. La nomenclature des surfaces d'étude se lit de la manière suivante : la lettre correspond au type de configuration A et B (Figure 4-11), le second nombre indique le diamètre des cavités en micromètre et le troisième la profondeur des cavités en micromètre. Les taux surfaciques sont rappelés selon le niveau de chargement : T_{S1} pour une charge normale de 15 N et T_{S2} pour une charge normale de 90 N.

Les valeurs listées Tableau 4-2 décrivent la géométrie macroscopique des surfaces texturées. Il est cependant nécessaire de les caractériser à une échelle plus fine avec des paramètres adaptés comme cela a été détaillé au chapitre 2. Un certain nombre de paramètres sont calculés à partir de surfaces 2D et 3D.

Paramètres	Symbole	Unités	A-20-0.5	A-20-2.5	A-60-0.5	B-20-0.5	B-20-2.5
Diamètre	$\varnothing_1/\varnothing_2$	μm	20	20	60	20	20
Profondeur	d	μm	0,5	2,5	0,5	0,5	2,5
Nbre de cavités - F_N 15	$N_{cavités1}$	-	7	7	4	7	7
Nbre de cavités - F_N 90	$N_{cavités2}$	-	18	18	12	18	18
Surface	S_1	μm^2	2200	2200	11300	2200	2200
Taux surfacique	T_{S1}	%	6	6	30	6	6
Surface	S_2	μm^2	5655	5655	34000	5655	5655
Taux surfacique	T_{S2}	%	5	5	27	5	5

Tableau 4-2 - Liste des paramètres de texture étudiés et références des échantillons.

La Figure 4-12 ci-dessous schématise les différentes situations analysées en termes de sollicitations thermomécaniques et de configurations spatiales de texture.

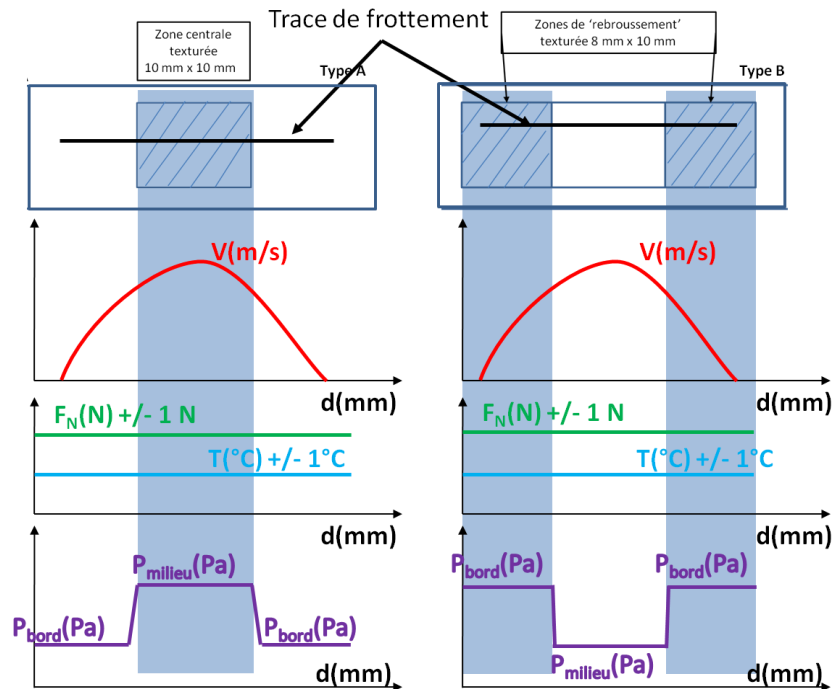


Figure 4-12 - Schémas descriptifs des différentes situations de test type A et type B. F_N désigne la force normale, V la vitesse linéaire de glissement du frotteur, P_{bord} et P_{milieu} les pressions de contact en dehors des textures et dans la zone texturée. On reviendra sur ces pressions de contact au §4.2.2.2. Enfin, d désigne la distance parcourue par le frotteur.

4.2. Analyse des résultats expérimentaux

4.2.1. Effets de la géométrie de la texture

Dans cette partie, seront présentées les réponses en frottement des surfaces pour lesquelles la partie centrale de la piste de frottement a été texturée (configuration A). Notre argumentaire sera basé d'une part sur l'évolution du coefficient de frottement moyen en fonction du nombre de Hersey et d'autre part sur les mesures de frottement local représentées par les cartographies 2D. L'ensemble des expérimentations réalisées en configuration A présentent l'influence du diamètre à iso profondeur (§4.2.1.1) et celle de la profondeur à iso diamètre (§4.2.1.2).

4.2.1.1. Influence du diamètre des cavités

Les Figure 4-13 et Figure 4-14 constituent les cas faible et forte pression. L'analyse des courbes de Stribeck de la Figure 4-13 montre qu'à faible pression ($F_N = 15$ N et $P_{\text{Hertz}} = 414$ MPa), la référence A-20-0.5 augmente le coefficient de frottement d'environ 5 % pour les deux premiers cas de vitesse explorés (15 et 65 mm/s), par rapport à la surface lisse et à la configuration A-60-0.5 dans les mêmes conditions tribologiques. Par ailleurs, une légère décroissance du niveau de frottement lorsque la vitesse de glissement augmente est observée pour toutes les surfaces. En revanche, à forte pression ($F_N = 90$ N et $P_{\text{Hertz}} = 753$ MPa), les surfaces texturées réduisent le coefficient de frottement d'autant plus que la vitesse de déplacement du frotteur est élevée sans distinguer d'écarts significatifs entre les réseaux de cavités de diamètres 20 μm et 60 μm . Les diminutions relatives par rapport à la surface lisse atteignent 18 % pour les références A-20-0.5 et A-60-0.5 lorsque la vitesse maximale est de 190 mm/s (Figure 4-14). Ainsi, il semblerait qu'à iso-profondeur, les cavités de grand diamètre soient plus efficaces que des cavités de plus petite taille, en particulier à faible pression de contact. Cela signifie qu'un taux de couverture surfacique de l'ordre de 30 % est nécessaire pour réduire le frottement à faible pression.

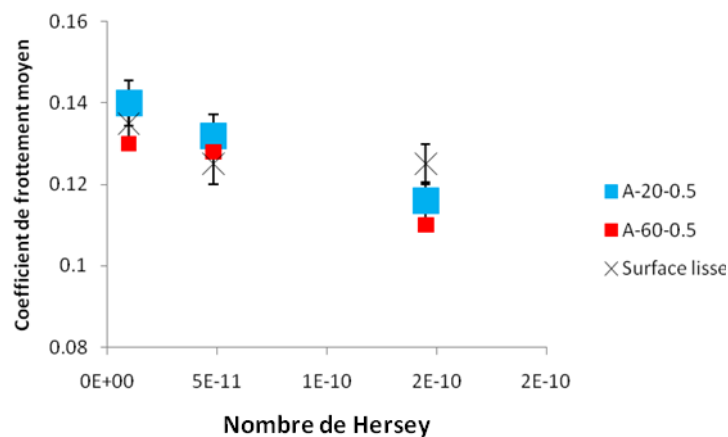


Figure 4-13 - Courbe de Stribeck, frottement moyen en fonction du nombre d'Hersey pour les surfaces texturées et lisse en lubrifiant additivé à 80°C. Seulement les tests à $F_N = 15$ N sont présentés.

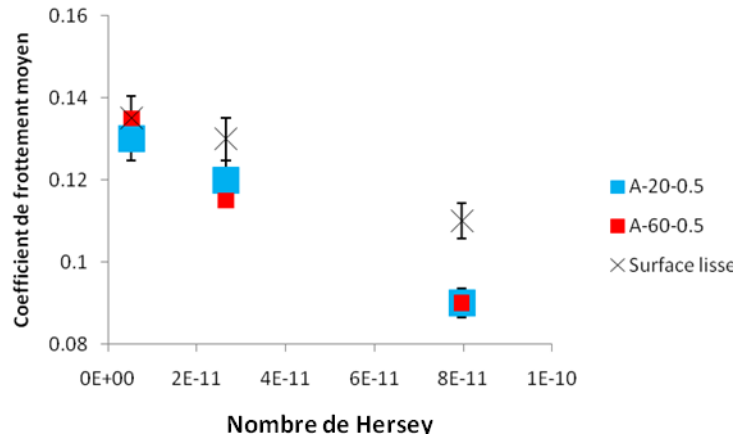


Figure 4-14 - Courbe de Stribeck, frottement moyen en fonction du nombre de Hersey pour les surfaces texturées et lisse en lubrifiant additivé à 80°C. Seulement les tests à $F_N = 90$ N sont présentés.

Les cartographies de la Figure 4-15 permettent de visualiser les évolutions locales et temporelles du coefficient de frottement. Le comportement tribologique des surfaces A-20-0.5 et A-60-0.5 est détaillé dans les conditions opératoires suivantes $F_N = 90$ N et $V_{max} = 190$ mm/s. Alors que ces surfaces présentent le même coefficient de frottement moyen, leur réponse à la vitesse de glissement instantanée et leur sensibilité au nombre de passage du frotteur diffèrent :

- les surfaces texturées A-20-0.5 et A-60-0.5 réduisent le frottement moyen d'environ 18 % par rapport à la surface lisse.
- le point de départ, à l'abscisse -10 mm, est commun à toutes les surfaces.
- localement des différences existent dès les premiers cycles :
 - les points de rebroussement sont marqués par des niveaux de frottement plus bas que dans le cas de surface lisse.
 - la zone centrale, position où la vitesse du frotteur est la plus grande, est représentée avec un niveau de frottement plus faible pour la surface A-60-0.5 que pour la surface A-20-0.5.

Les observations microscopiques des plans positionnées en regard des résultats de frottement correspondent aux traces de frottement en zone centrale à la fin des 3600 cycles. Les différences de frottement observées ne sont pas liées à l'existence ou non de film tribochimique puisque le tribofilm est présent dans tous les cas étudiés.

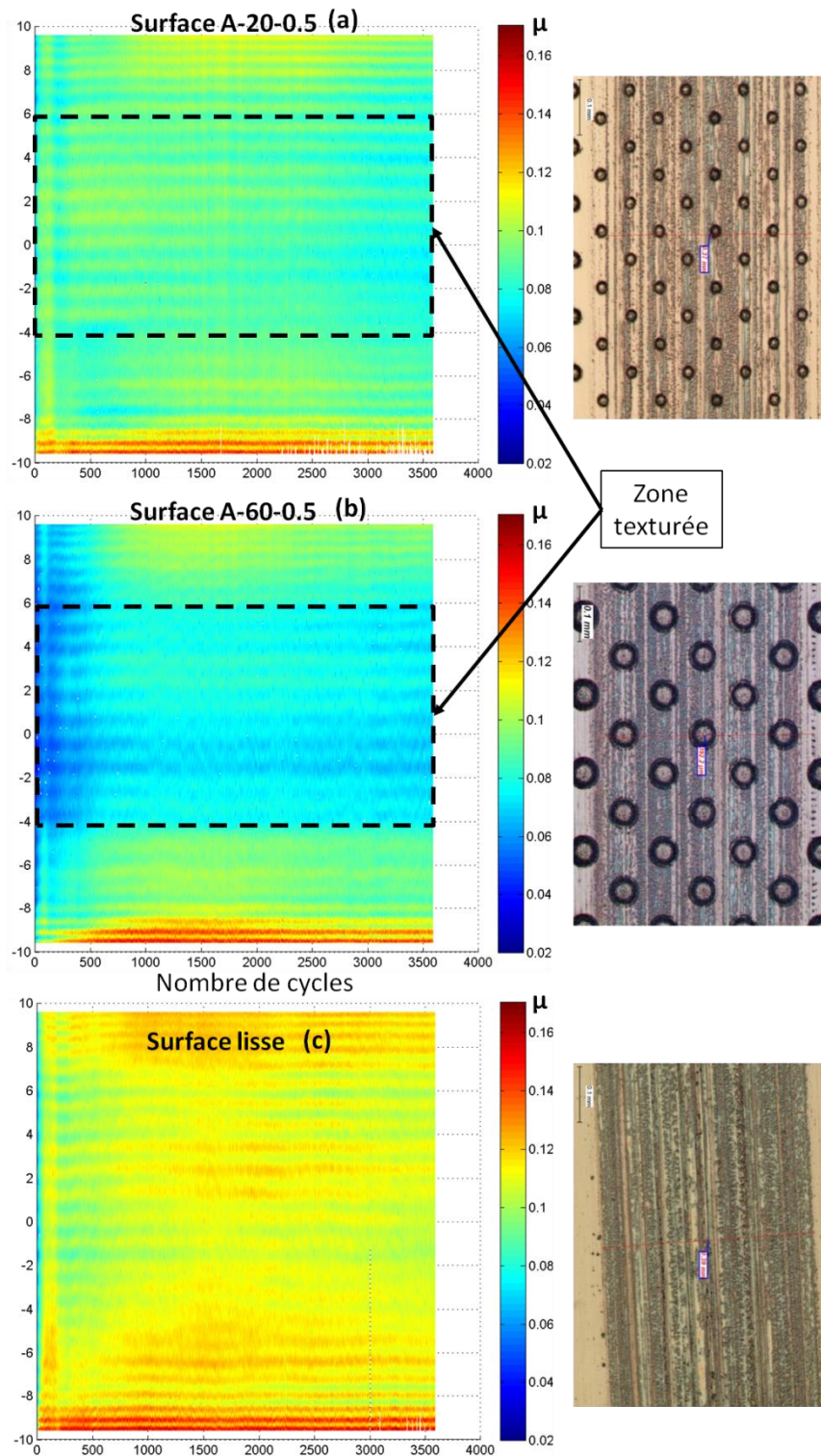


Figure 4-15 - Cartographie 2D du coefficient de frottement en fonction de la position du frotteur sur la piste de glissement et du nombre de cycles pour les surfaces (a) A-20-0.5, (b) A-60-0.5, et (c) lisse. Celles-ci sont soumises à une charge de 90 N et à une vitesse maximale de 190 mm/s.

4.2.1.2. Influence de la profondeur des cavités

Lorsque l'impact de la profondeur de textures est étudié, des différences sur la réponse en frottement sont visibles (Figure 4-16) quelles que soient les sollicitations. Deux profondeurs sont

testées 0,5 et 2,5 μm . La texture joue un rôle bénéfique sur le niveau de frottement pour des charges élevées. Dans ces conditions, quels que soient le diamètre et la profondeur des cavités, on remarque que les surfaces texturées réduisent systématiquement la résistance au frottement et ce de manière d'autant plus importante que la profondeur de la cavité est faible et que la vitesse du frotteur est élevée. La diminution du frottement est de 18 % par rapport à la surface lisse.

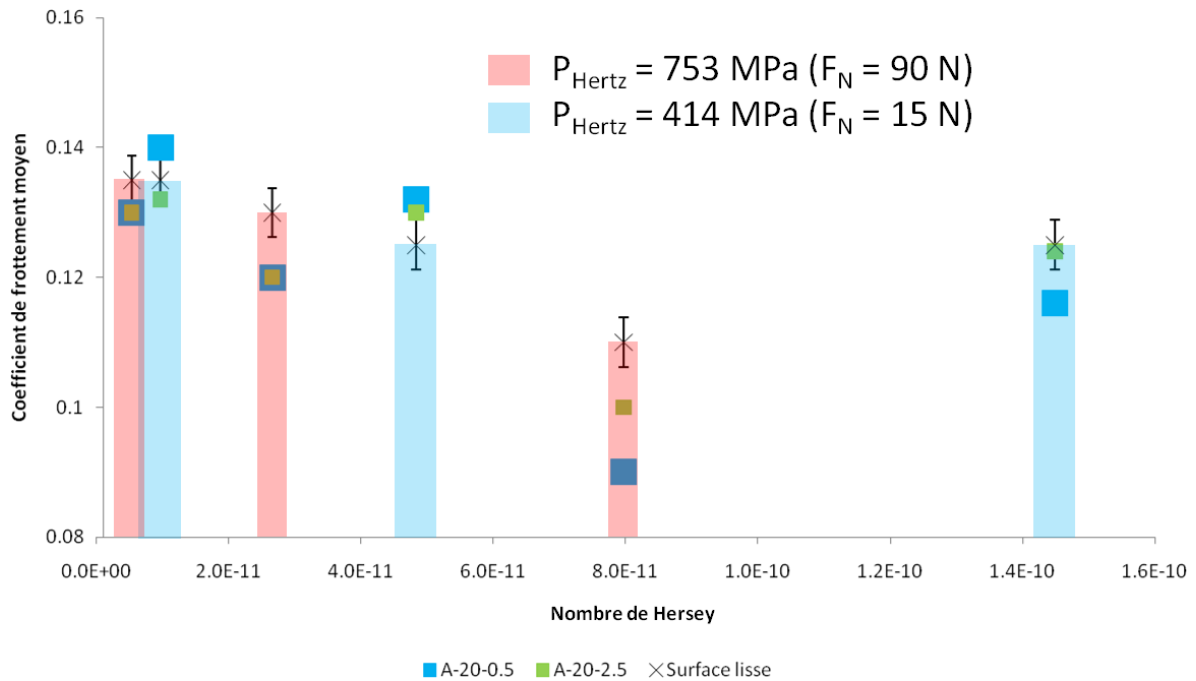


Figure 4-16 - Comparaison des profondeurs de textures à iso diamètre en courbes de Stribeck, frottement moyen en fonction du nombre de Hersey pour les surfaces texturées et lisse en lubrifiant additivé à 80°C.

4.2.2. Effets de la localisation de la zone texturée

Dans ce paragraphe, l'impact de la localisation observée avec la configuration A (réseau de cavités localisé au centre de la trace de frottement où la vitesse de glissement est à son maximum) et avec les surfaces de configuration B (réseau de cavité distribué autour des points de rebroussement où la vitesse s'annule transitoirement) est analysé Figure 4-17. La référence reste la surface lisse. Ensuite la surface apparente, l'approche énergétique et le rôle des textures sont discutés.

4.2.2.1. Résultats expérimentaux de la localisation de textures

L'observation de la Figure 4-17 permet de distinguer les différentes évolutions du frottement moyen en comparaison des configurations en surface lisse :

- à faible vitesse de glissement ($V_{max} = 15 \text{ mm/s}$),
 - à faible pression, la réponse en frottement est plus élevée pour les configurations A et B.
 - à haute pression, le coefficient de frottement est indépendant de la profondeur des cavités et de leur localisation dans la trace.

- à vitesse de glissement intermédiaire ($V_{max} = 65 \text{ mm/s}$),
 - à faible pression, la réponse en frottement est plus élevée pour les configurations A et B.
 - à haute pression, la réduction du coefficient de frottement est indépendante de la profondeur des cavités pour les surfaces de type A. En revanche, lorsqu'elles sont positionnées dans la configuration B, les textures conduisent à des niveaux de frottement d'autant plus faibles qu'elles sont peu profondes.
- à vitesse de glissement élevée ($V_{max} = 190 \text{ mm/s}$), la diminution de frottement reste plus marquée pour des cavités de faibles profondeurs mais ne dépend pas de la position de la texture.

Ces remarques montrent que les mécanismes de contrôle du coefficient de frottement en présence de surfaces texturées sont fonctions de la vitesse et de la pression de contact.

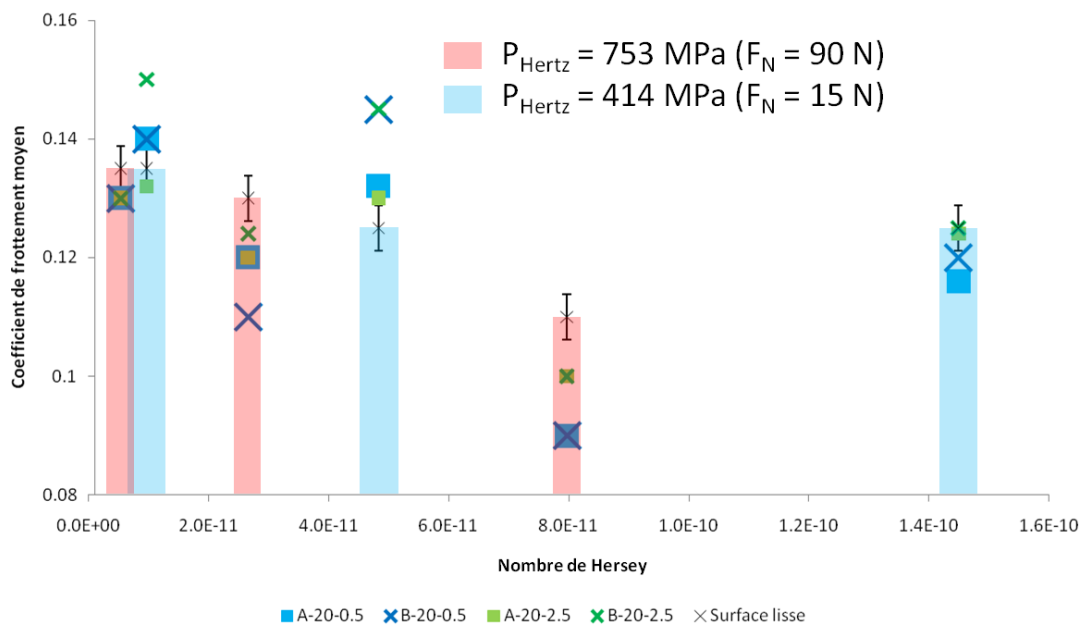


Figure 4-17 - Comparaison des configurations A et B en courbes de Stribeck, frottement moyen en fonction du nombre de Hersey pour les surfaces texturées et lisse en lubrifiant additivé à 80°C.

L'analyse des cartographies 2D obtenues pour les références A-20-2.5 et B-20-2.5 (Figure 4-18), à $V_{max} = 65$ et 190 mm/s montre que le coefficient de frottement diminue sur les zones non texturées et augmente sur les zones texturées. Ce phénomène paradoxal est observé indépendamment de la localisation du réseau de cavités autrement dit de la vitesse instantanée de glissement. Par conséquent, l'évolution de l'interface y compris au niveau des points de contact situés sur les zones lisses de la piste de frottement est conditionnée par le passage du frotteur sur les zones texturées. Pour les textures de faibles profondeurs : $0,5 \mu\text{m}$, le constat est similaire mais les variations sur le coefficient de frottement sont plus faibles (Figure 4-19).

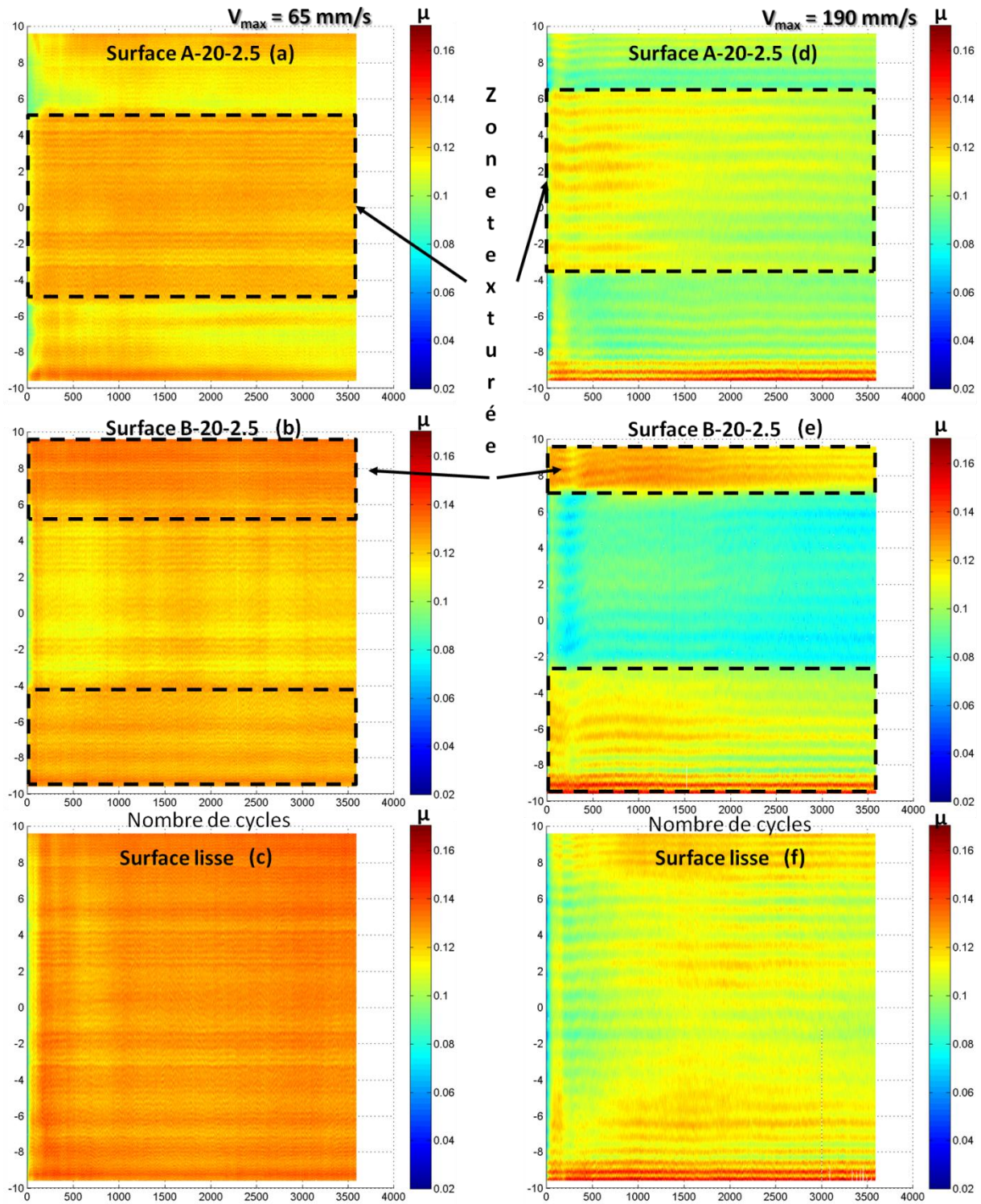


Figure 4-18 - Cartographie 2D du coefficient de frottement en fonction de la position du frotteur sur la piste de glissement et le nombre de cycles pour les surfaces A-20-2.5, B-20-2.5 et lisse. La charge est de 90 N et $V_{max} = 65 \text{ mm/s}$ en a), b), c) et $V_{max} = 190 \text{ mm/s}$ en d), e) et f).

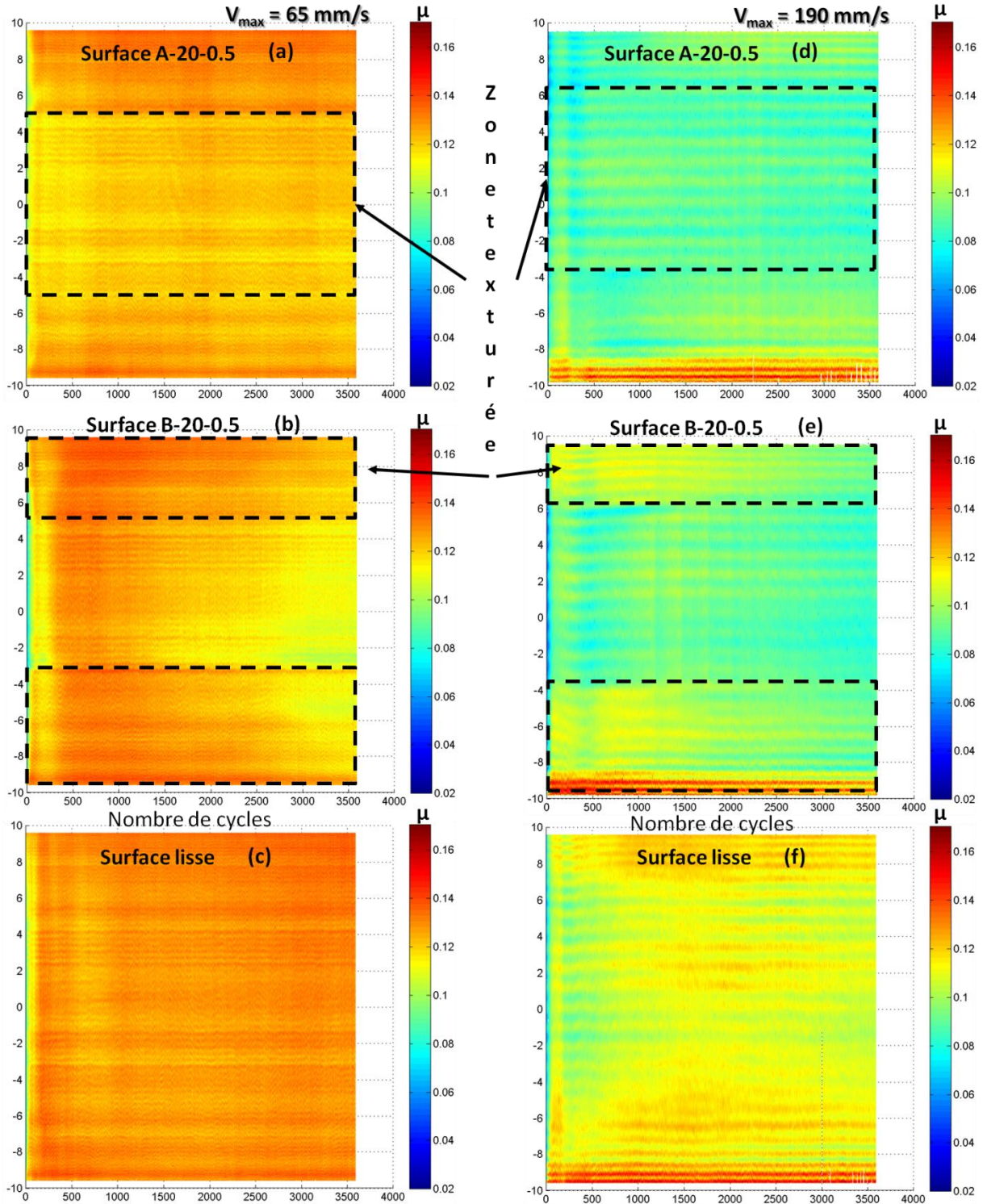


Figure 4-19 - Cartographie 2D du coefficient de frottement en fonction de la position du frotteur sur la piste de glissement et le nombre de cycles pour les surfaces A-20-0.5, B-20-0.5 et lisse. La charge est de 90 N et $V_{max} = 65$ mm/s en a), b), c) et $V_{max} = 190$ mm en d), e), f).

4.2.2.2. Variation de la surface apparente de contact et approche énergétique

En surface lisse, l'aire de contact, modélisée par la théorie de Hertz, est circulaire et présente un diamètre de 390 μm pour une pression de 753 MPa et de 200 μm pour une pression de 414 MPa. En

présence de cavités, la surface de contact réelle est plus petite. En supposant que le frotteur s'appuie sur les plateaux de la surface, la pression de contact augmente en comparaison de la pression en surface lisse. Afin d'estimer cette augmentation, les observations au microscope optique (Figure 4-20) permettent de comptabiliser le nombre de cavités emprisonnées dans la zone hertzienne. Les calculs (Tableau 4-3) indiquent une augmentation de la pression moyenne de contact de 7 % et 46 % respectivement pour les pressions imposées de 414 MPa et de 753 MPa.

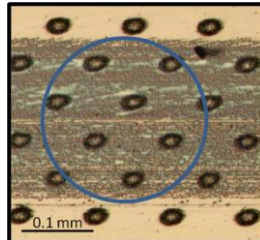


Figure 4-20 - Exemple de l'estimation du nombre de cavités emprisonnées dans le contact hertzien. Le chargement normal est de 15 N, la vitesse de 15 mm/s et la température de 80°C avec la surface A-20-0.5.

		Symbole	Unité	Surface lisse	A-20-0.5	A-60-0.5
Pression 414 MPa	Diamètre cavité	\varnothing	mm	-	0,02	0,06
	Nombre de cavité	N_{cav}	-	-	7	4
	½ Largeur de contact mesurée	a	mm	0,107	-	-
	Surface "plateaux"	$S_{plateaux}$	mm ²	0,0360	0,0338	0,0247
	Pression Hertz	P_{Hertz}	MPa	417	444	608
	Variation de la pression	$\%P$	%	-	7	46
Pression 753 MPa	Nombre de cavité	N_{cav}	-	-	21	10
	½ Largeur de contact mesurée	a	mm	0,195	-	-
	Surface "plateaux"	$S_{plateaux}$	mm ²	0,1195	0,1129	0,0846
	Pression Hertz	P_{Hertz}	MPa	753	797	1064
	Variation de la pression	$\%P$	%	-	6	41

Tableau 4-3 - Estimation des variations ds pressions de contact selon la surface.

L'approche énergétique est appliquée également en surface texturée. Cette puissance P_{inj} dans les cas de surfaces texturées est définie telle que :

$$P_{inj} = \frac{\mu F_N V_{sphère}}{(1 - T_S) S_{contact}} \quad 4-3$$

Où μ est le coefficient de frottement, F_N la force normale, V la vitesse de glissement, T_S le taux de couverture des textures et $S_{contact}$ la surface du contact Hertzien à la charge F_N .

La puissance dissipée par unité de surface est présentée sous forme de cartographie 2D (Figure 4-21). L'ensemble des surfaces étudiées sont exposées aux conditions suivantes de vitesse de glissement maximale à 190 mm/s et de charge normale F_N de 90 N. En considérant une surface lisse dans ces conditions, on remarque que pour un cycle donné, l'évolution de P_{inj} est bien corrélée à la vitesse instantanée de glissement avec une puissance faible lorsque le frotteur est situé aux extrémités de la trace (zones où la vitesse s'annule) et une puissance supérieure au centre de la trace qui coïncide

avec la zone de vitesse maximale. La puissance dissipée par unité de surface moyenne assimilée au contact de taille $400 \mu\text{m}$ est de 16 MW/m^2 . La puissance atteinte constitue le seuil d'activation du tribofilm.

En présence de surfaces texturées, les interprétations reposent sur le couplage de trois paramètres :

- le profil de vitesse variable,
- la force de frottement,
- la surface apparente de contact avec ou sans les textures.

Lorsque les textures sont positionnées en zone centrale, le niveau de puissance est plus élevé qu'en surface lisse. La formation de tribofilm est liée à un niveau de puissance dissipée à l'interface du même ordre de grandeur que le seuil d'activation identifié en surface lisse. Si la puissance dissipée sur les surfaces texturées est plus faible alors que du tribofilm est observé cela signifie que l'hypothèse de la pression de contact inchangée en surface texturée est fautive. Donc les amas interfaciaux atteignent des niveaux de contraintes liées à la localisation du frotteur sur la trace.

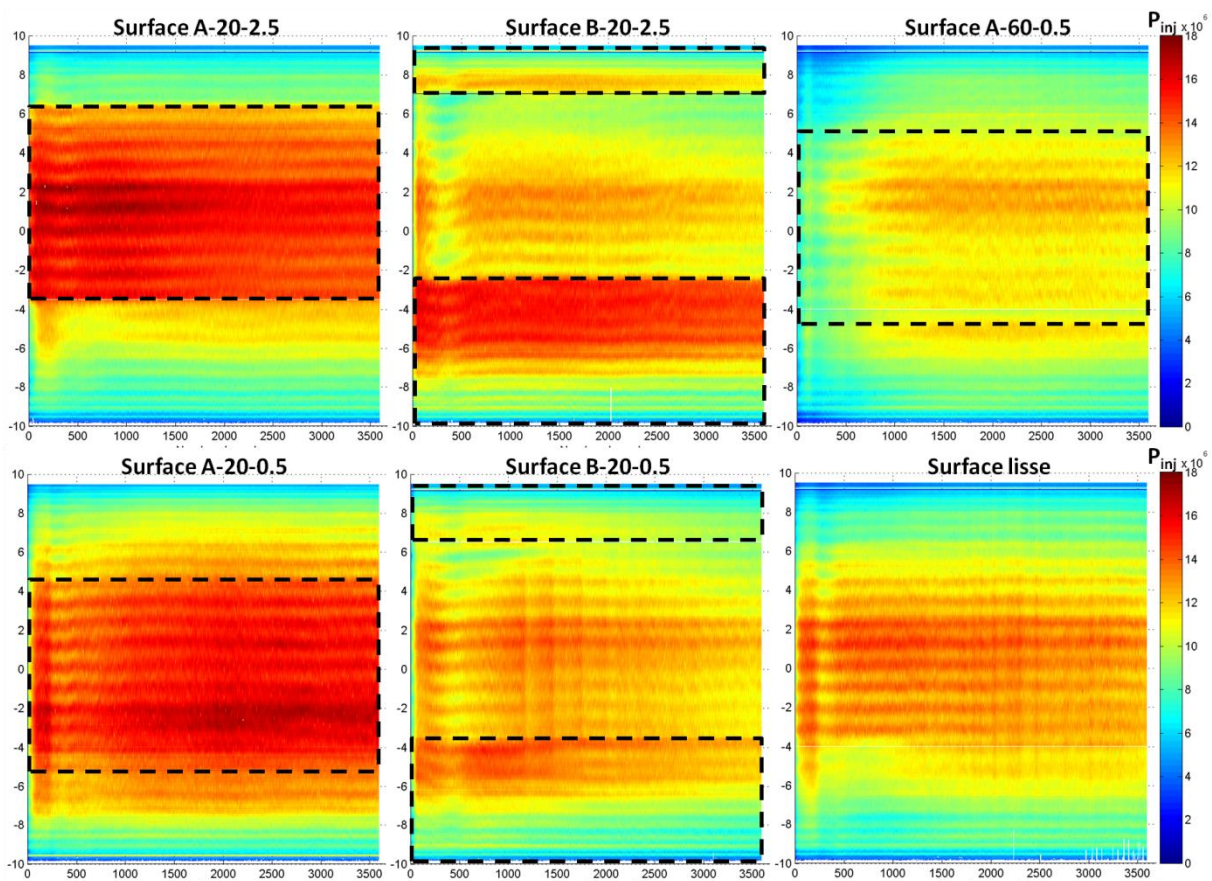


Figure 4-21 – Cartographie de la puissance dissipée par unité de surface pour les surfaces A-20-0.5, A-20-2.5, A-60-0.5, B-20-0.5, B-20-2.5 et lisse. $F_N = 90 \text{ N}$ et $V_{max} = 190 \text{ mm/s}$. Les cadres en traits pointillés indiquent les zones texturées du plan.

4.2.2.3. Interprétation sur le rôle des textures

On suppose que la force de frottement limite est essentiellement régie par le cisaillement des tribofilms lors du passage du frotteur. Le tribofilm protège la surface de l'usure mais ne favorise pas

le glissement du frotteur dans l'interface. Lors du passage du frotteur, sa surface est supposée se recouvrir d'amas interfaciaux, de tribofilms et de débris d'usure. Ceci est observé sur les traces de frottement à la surface des plans lisses (Figure 4-22) et à partir des analyses chimiques présentées §4.1.4.2.

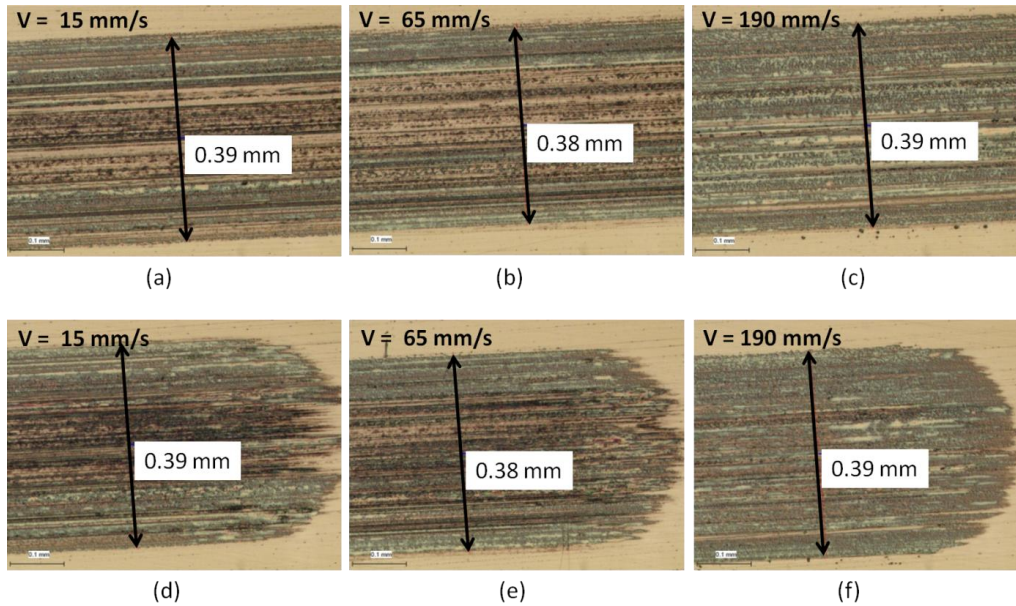


Figure 4-22 - Observations microscopiques des zones centrales et des points de rebroussement des traces d'usures sur les plans lisses. Conditions: charge 90 N, vitesses (a, d) 15 mm/s, (b, e) 65 mm/s et (c, f) 190 mm/s.

Sur les zones texturées, les traces de frottement sont homogènes. Des analyses chimiques sont conduites sur une trace de frottement (Figure 4-23). Cette étude est possible grâce à la taille du spot d'analyse de 10 μm , extrêmement faible. Deux mesures sont effectuées. La première est réalisée sur une zone non texturée et la deuxième à l'intérieur d'une cavité. Ces analyses confirment la présence de tribofilm autour des textures avec comme éléments d'additifs le soufre, le zinc, le phosphore et le calcium. Mais cela ne permet pas de répondre aux questions : est ce que du lubrifiant ou du film de frottement sont restés emprisonnés dans les textures ?

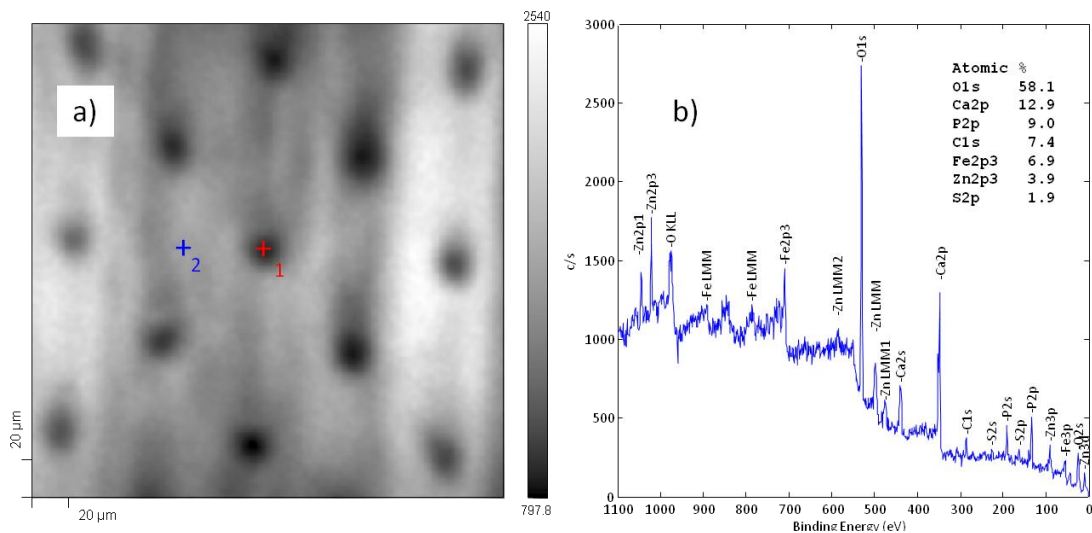


Figure 4-23 - a) Localisation des points de mesure effectuée par XPS : le repère 1 localise la mesure faite dans un cavité. Le repère 2 situe la mesure en zone lisse. b) Spectre XPS dans la zone de contact hors textures. Taille du spot d'analyse 10 μm .

Une analyse fine supplémentaire a été réalisée en faisant des profils en profondeur (Figure 4-24). La surface est abrasée à 1,5 nm/min et analysée après chaque passage. L'opération est exécutée pendant 30 min. Cette analyse a détecté les éléments soufre, phosphore, zinc et calcium - qui sont des éléments d'additifs. Ces éléments sont décelés au fur et à mesure que l'analyse est réalisée en profondeur. Ceci confirme que les cavités présentes dans la trace de frottement piègent des éléments du tribofilm mais il n'y a pas de formation de tribofilm.

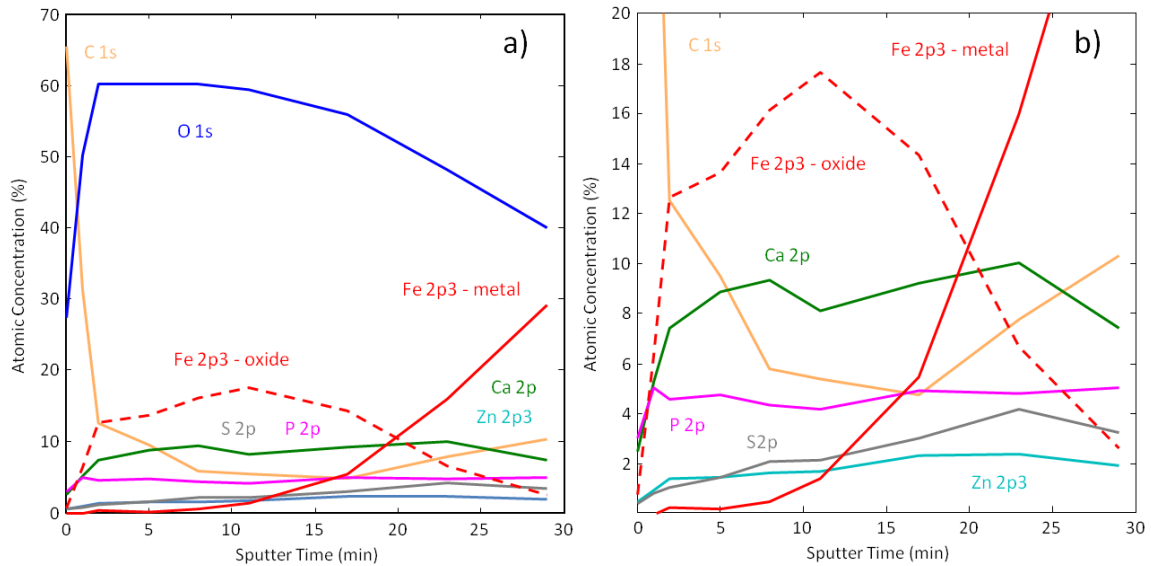


Figure 4-24 - (a) Profils en profondeur obtenus dans la cavité localisée en Figure 4-23 pour les éléments Fe, Ca, Zn, P et S en pleine échelle et (b) zoom sur les concentrations atomiques inférieures à 20 %. Diamètre 20 μm et profondeur 2,5 μm . Taille du spot d'analyse 10 μm .

La surface du frotteur serait alors « nettoyée » de ses amas interfaciaux. Ce nettoyage engendrerait un frottement plus élevé localisé aux zones texturées remarqué sur les cartographies précédentes (Figure 4-18). Ainsi le glissement du frotteur serait facilité. Ceci est confirmé par les observations microscopiques des surfaces des frotteurs où la présence du tribofilm est faible et disparate (Figure 4-25) et par les réponses de frottement précédentes attestant d'une réduction sur les zones non texturées.

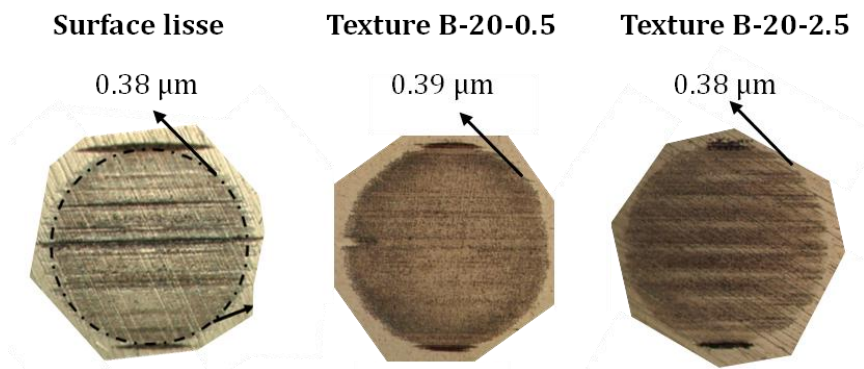


Figure 4-25 - Observations microscopiques des surfaces des frotteurs après 3600 cycles. Vitesses a) 15 mm/s, b) 65 mm/s et c) 190 mm/s. $F_N = 90 \text{ N}$. Le rayon de la trace de contact est précisé dans chaque cas.

Cette hypothèse est renforcée par la réponse en frottement élevée pour les textures de 2,5 μm contrairement aux textures de 0,5 μm . En considérant la capacité de rétention en lubrifiant des

textures (T_v , le taux volumique), il y a un rapport 5 entre les deux types de textures. Le piégeage des éléments interfaciaux par les cavités est favorisé par les textures profondes et a pour effet de faciliter les conditions de glissement du frotteur sur le plan.

On retiendra que les textures « filtrent » l'interface en nettoyant la surface de ces amas interfaciaux. La surface du frotteur et l'interface ainsi filtrées se déplaceraient sur la surface non texturée avec un frottement plus faible. On peut alors imaginer un peigne micrométrique dont l'espacement des dents est adapté à la taille des amas interfaciaux.

4.3. Perspectives et synthèses du chapitre 4

La réponse tribologique, en régime de lubrification limite, d'un contact entre une sphère lisse et un plan lisse ou texturé, a été analysée dans différentes gammes de pression et de vitesse, en fonction de la géométrie des cavités et de leur localisation. Le comportement global de l'interface a été caractérisé par l'évolution du coefficient de frottement moyen avec le nombre de Hersey, définissant la courbe de Stribeck. Cela a permis de quantifier l'influence des paramètres-clés que sont la pression de contact et la vitesse de glissement.

Cette approche macroscopique a également montré l'existence de textures capables de conduire à une réduction significative de la force de frottement. La morphologie optimale (diamètre, profondeur et densité surfacique des cavités) dépend néanmoins fortement de la pression apparente et locale de contact ainsi que de la vitesse moyenne de glissement. Ainsi, à forte pression de contact - 753 MPa, les réseaux de cavités de faibles profondeurs offrent le meilleur comportement tribologique avec des diminutions du coefficient de frottement de 18 % quelle que soit la localisation des zones texturées.

L'utilisation de cartographie 2D présentant le déplacement du frotteur sur l'ensemble des cycles de test donne lieu à un regard local sur la réponse en frottement. Cette ouverture indique que les textures indépendamment de la profondeur (soit 0,5 ou 2,5 μm) abaissent le frottement moyen. Mais localement les effets cumulés de la localisation des textures et du gradient de vitesse entraînent des variations de frottement dans les zones texturées et lisses. Le frottement diminue sur les zones non texturées et s'élève sur les zones texturées. Ces variations de frottement restent inférieures ou similaires à celle obtenue en surface lisse ce qui conduit à un frottement moyen évidemment plus faible.

Comme cela a été établi dans le chapitre précédent, ces mêmes géométries conduisent, en lubrification EHD, à une augmentation de l'épaisseur locale du film lubrifiant ainsi qu'à une plus faible dissipation par frottement notamment pour certains points de fonctionnement. Le contact SPC rencontrant, au cours d'un cycle moteur, les deux modes de lubrification élastohydrodynamique et limite, il est intéressant de trouver des combinaisons de textures communes aux deux régimes.

En régime de lubrification limite, l'usure des surfaces peut être appréhendée du point de vue topographique comme une troncature du profil de surface que l'on peut déterminer grâce au taux de portance. Les éventuels pics de la surface sont éliminés en premier lieu (Figure 4-26(a)) puisque ces pics constituent les premiers obstacles 'vus' par le frotteur. On admet que la surface est

progressivement « rodée » d'autant plus rapidement que le fonctionnement est sévère. A partir de ce constat il est aisé d'établir une cinétique d'usure des surfaces. Il est possible d'adapter la profondeur initiales des textures et de pics de rugosité au-dessus de la surface moyenne afin d'obtenir une réduction continue du frottement jusqu'à une valeur minimale correspondant au moment où grâce à l'usure progressive des surfaces, les textures atteindraient des profondeurs faibles du même ordre de grandeur que celui mis en évidence expérimentalement dans ce chapitre. A titre d'exemple des textures initiales de profondeurs micrométriques (Figure 4-26(c)) évolueraient vers des profondeurs submicrométriques (Figure 4-26(b)). Le contact étant optimisé, ce ne serait qu'à long terme que cette dernière configuration passerait par un dernier stade où la surface est exempte de texturation équivalente à une surface quasi lisse (Figure 4-26(a)).

Par conséquent, le contrôle de la morphologie des textures de surfaces associé à la connaissance fine de la cinétique d'usure et de l'évolution conjointe du taux de portance, permettrait d'obtenir des contacts optimisés dont le frottement diminue avec le temps de fonctionnement.

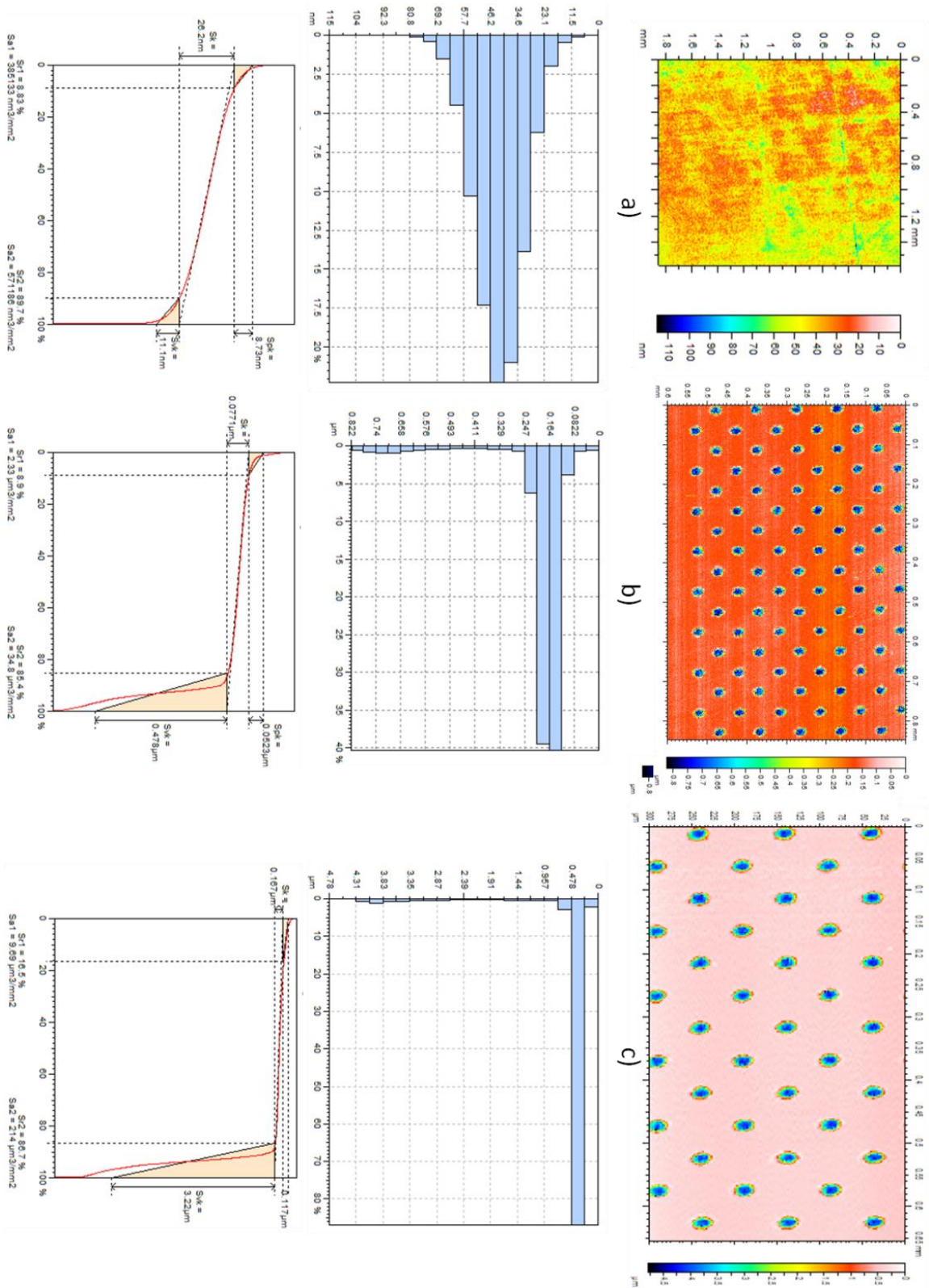


Figure 4-26 - Images topographiques obtenues par microscopie confocale avec l'histogramme des hauteurs et la courbe de portance associées avec les surfaces (a) lisse, (b) A-20-0.5, (c) A-20-2.5.

Conclusion générale

Cette thèse contribue à la compréhension des effets d'une texturation de surface par LASER femtoseconde sur le comportement tribologique des surfaces en régime de lubrification élastohydrodynamique (EHD) et limite (LL), représentatifs des points critiques du fonctionnement d'un contact Segment-Piston-Chemise (SPC). La démarche adoptée suit le triptyque "Procédé/Caractérisation/Fonction" qui prend tout son sens ici puisque l'optimisation des paramètres de la texturation en vue d'une réduction du frottement passe nécessairement par une caractérisation précise de la morphologie de la surface et des paramètres descriptifs de son comportement tribologique.

Dans un premier temps, un bilan des techniques topographiques existantes a été dressé et a permis de proposer des méthodologies basées sur les résolutions verticale, latérale et sur l'extension spatiale afin de choisir les outils de mesure topographique adaptés aux caractéristiques de la surface étudiée : forme, ondulation, rugosité, pente et courbure des aspérités... Dans le cas de surfaces hybrides, telles que les chemises moteurs pierrées et texturées présentées au Chapitre 2, les procédés de rectification, polissage, pierrage et texturation LASER laissent successivement leurs signatures morphologiques et nécessitent l'utilisation d'un dispositif topographique capable pour les détecter.

Dans un second temps, l'influence de la texturation de surface sur le comportement tribologique a été étudiée au travers de la modélisation expérimentale du régime de lubrification élastohydrodynamique et limite entre une surface texturée et une surface lisse.

En régime EHD, nous avons montré que la réponse tribologique du contact et son optimisation dépendent des paramètres géométriques (diamètre \varnothing , et profondeur d), du temps de résidence t_d , de la densité surfacique T_s et du volume de rétention d'huile T_v , des textures. L'analyse approfondie au Chapitre 3 permet de montrer que le problème dépend de ces 5 paramètres géométriques et transitoires couplés. En effet, il est à noter que si les valeurs considérées de T_s et T_v représentent des valeurs moyennes au cours du temps et leurs valeurs instantanées varient transitoirement suivant la localisation des textures dans le contact. Les paramètres étant tous couplés, il est complexe d'identifier des tendances sur la réduction du frottement et l'augmentation de la portance locale. Parmi tous ces effets, on retiendra qu'à t_d infini, c'est-à-dire dans le cas d'un réseau de texture fixe en glissement pur, la densité des textures T_s apparaît être le paramètre du premier ordre car les textures de faible densité génèrent systématiquement une réduction du frottement.

En régime de lubrification limite, la réponse tribologique d'un contact entre une sphère lisse et un plan lisse ou texturé, est étudiée pour des pressions et vitesses variées, en fonction de la géométrie des cavités et de leur localisation. L'approche macroscopique avec le nombre d'Hersey et le coefficient de frottement moyen montre l'existence de textures capables de conduire à une réduction significative de la force de frottement. Les réseaux de cavités de faibles profondeurs offrent le meilleur comportement tribologique avec des diminutions du coefficient de frottement quelque soit la localisation des zones texturées.

De plus, l'utilisation de techniques d'analyses de surface avancées (XPS à taille de spot réduite) a permis l'observation de traces résiduelles d'éléments constitutifs du tribofilm à l'intérieur des cavités. Ce résultat indique que les textures retirent une partie du tribofilm du frotteur lors de son passage et réduisent ainsi le coefficient de frottement de ce dernier sur les zones lisses.

Ces travaux de thèse ont permis de réaliser des modifications de la surface via un processus LASER femtoseconde impliquant la micro et nano géométrie des surfaces. Pour la première fois l'influence de ces perturbations « d'extrême surface » est étudiée sur le coefficient de frottement et sur la distribution d'épaisseur de film. Une réduction du frottement et augmentation de l'épaisseur locale sont obtenus pour certaines microtexturations. Parmi les pistes d'approfondissement, plusieurs axes de recherche seraient à poursuivre :

- l'étude de la micro fluidique en surface texturée dans un contact lubrifié. La compréhension des phénomènes tels que l'existence de vortex à l'intérieur d'une cavité permettrait de mieux cerner le comportement rhéologique du fluide en contact EHD à une échelle locale. La simulation numérique de ce phénomène constituerait un élément supplémentaire de compréhension,
- dans le cas de contacts complexes présentant des champs de pressions, vitesses et donc d'épaisseur de film variés, un réseau inhomogène de textures en profondeur et/ou diamètres serait à étudier afin d'optimiser la texturation de surface,
- l'optimisation de la cinétique d'usure de surfaces microtexturées en régime de lubrification limite au sens de la troncation de la surface. Le but est d'utiliser l'usure naturellement présente en lubrification limite pour obtenir une morphologie de surface optimisée et stabilisée.

Références Bibliographiques

- [1] Caciú, C.A., *Analyse et optimisation des surfaces des chemises de moteurs thermiques*, in *Morphologie Mathématique*. 2006, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- [2] Thomas, T.R., *Rough Surfaces*. Longman Group Limited, ed. T.R. Thomas. 1982.
- [3] Vrbka, M., O. Samánek, P. Sperka, T. Návrát, I. Krupka, and M. Hartl, *Effect of surface texturing on rolling contact fatigue within mixed lubricated non-conformal rolling/sliding contacts*. Tribology International, 2010. In Press, Corrected Proof.
- [4] Nelias, D., C. Jacq, G. Lormand, G. Dudragne, and A. Vincent, *New Methodology to Evaluate the Rolling Contact Fatigue Performance of Bearing Steels With Surface Dents: Application to 32CrMoV13 (Nitrided) and M50 Steels*. Journal of Tribology, 2005. 127(3): p. 611-622.
- [5] Nelias, D. and F. Ville, *Detrimental Effects of Debris Dents on Rolling Contact Fatigue*. Journal of Tribology, 2000. 122(1): p. 55-64.
- [6] Stribeck, R., *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 1902. 46(37 (part. I) p.1341-1348, 38 (part. II) p.1432-1438, 39 (part. III) p.1463-1470).
- [7] Woydt, M. and R. Wäsche, *The history of the Stribeck curve and ball bearing steels: The role of Adolf Martens*. Wear, 2010. 268(11-12): p. 1542-1546.
- [8] Jacobson, B., *The Stribeck memorial lecture*. Tribology International, 2003. 36(11): p. 781-789.
- [9] Hersey, M.D., *The laws of lubrication of horizontal journal bearings*. J.Wash.Acad.Sci., 1914. 4: p. 542-552.
- [10] Priest, M. and C.M. Taylor, *Automobile engine tribology — approaching the surface*. Wear, 2000. 240: p. 193-203.
- [11] Taylor, C.M., *Automobile engine tribology - design considerations for efficiency and durability*. Wear, 1998. 221: p. 1-8.
- [12] Schwaderlapp, M., J. Dohmen, and N. Andraos, *FEV Motorentechnik Base engine design improves fuel efficiency MTZ*. Ing. Auto- mob., 2003. 726(3): p. 44-46.
- [13] Arcoumanis, C. and P. Ostovar, *Mixed Lubrication Modelling of Newtonian and Shear Thinning Liquids in a Piston-Ring Configuration*. SAE, 1997. 972924.
- [14] Coy, R.C., *Practical application of lubrication models in engines*. Tribology International, 1998. 31(10): p. 563–571.
- [15] Durga, V., N. Rao, B.A. Boyer, H.A. Citanek, and D.M. Kabat, *Influence of surface characteristics and oil viscosity on friction behaviour of rubbing surfaces in reciprocating engines*. Proceedings of 1998 Fall Technical Conference ASME-ICE, 1998. 31(2 _ Paper No 98-ICE): p. 23-35.

- [16] Wakuri, Y., M. Soejima, Y. Ejima, T. Hamatake, and T. Kitahara, *Studies on friction characteristics of reciprocating engines*. Society of Automobile Engineers, Inc. (SAE), 1995. SAE Technical Paper Series 952471: p. 15p.
- [17] Rycroft, J.E., R.I. Taylor, L.E. Scales, D. Dowson, and C.M. Taylor, *Elastohydrodynamic Effects in Piston Ring Lubrication in Modern Gasoline and Diesel Engines*, in *Tribology Series*. 1997, Elsevier. p. 49-54.
- [18] Ligier, J.L. and P. Ragot, *Mixed lubrication and roughness surface effects application to piston rings*. Society of Automobile Engineers, Inc., 2007. 2007-01-1246.
- [19] Mathia, T. and J.M. Georges, *Considérations sur les mécanismes de la lubrification limite*. Journal de Mécanique Appliquée, 1978. 2(2): p. 1-34.
- [20] Mathia, T., B. Lamy, and P. Kapsa, *Remarques sur les corrélations entre les critères statistiques des états de surface et le comportement en lubrification limite*. Frottement, Usure et Lubrification dans l'Industrie, ed. E.C.d. Lyon. 1978.
- [21] Michail, S.K. and G.C. Barber, *The Effects of Roughness on Piston Ring Lubrication - Part II : The Relationship between Cylinder Wall Surface Topography and Oil Film Thickness*. Tribol. Trans., 1995. 38(1): p. 173-177.
- [22] Pettersson, U., *Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts*. Tribology International, 2003. 36: p. 857-864.
- [23] Dong, W.P., E. Mainsah, N. Luo, T. Mathia, K.J. Stout, P.J. Sullivan, and H. Zahouani, *Development of Methods for Characterisation of Roughness in Three Dimensions*. 2000: Penton Press. 384.
- [24] Mourier, L., *Optimisation des contacts elastohydrodynamiques par la micro-texturation des surfaces*, in *Ecole Centrale de Lyon*. 2007, Thèse: Lyon.
- [25] Frohnappel, B., P. Lammers, J. Jovanic, and F. Durst, *The shark skin effect in wall bounded flows - how do we design passive flow control to save energy in technical applications?* Journal of Biomechanics, 2006. 39.
- [26] Festo. *Festo News Issu 77*. 2003 [cited].
- [27] Biomimétique, <http://tpebiomimetique.e-monsite.com/rubrique,la-peau-du-requin,585965.html>. 2010.
- [28] Lotus, E. *Lotus-Effekt Research* <http://www.lotus-effekt.de/en/index.php>. 2006 [cited; Available from: <http://www.lotus-effekt.de/en/index.php>].
- [29] Pietrowski, S. and C. Rapiejko, *Nodular cast iron and casting monitoring*. Archives of Foundry Engineering, 2008. 8(3): p. 181-184.
- [30] Ninove, F.-P., C. Rapiejko, and T. Mathia, *3D Morphological behaviour of heterogeneous model material in finishing abrasive process – case of nodular cast iron*. Advances in Coordinate Metrology, 2010: p. 456-462.

- [31] Descartes, S., C. Desrayaud, E. Niccolini, and Y. Berthier, *Presence and role of the third body in a wheel-rail contact*. *Wear*, 2005. 258(7-8): p. 1081-1090.
- [32] Godet, M., *The third-body approach: A mechanical view of wear*. *Wear*, 1984. 100(1-3): p. 437-452.
- [33] Berthier, Y., L. Vincent, and M. Godet, *Fretting fatigue and fretting wear*. *Tribology International*, 1989. 22(4): p. 235-242.
- [34] Wei, J., S. Fouvry, L. Vincent, P. Kapsa, D. Dowson, C.M. Taylor, T.H.C. Childs, G. Dalmaz, Y. Berthier, L. Flamand, and A.A. Lubrecht, *Third body effects in fretting*, in *Tribology Series*. 1996, Elsevier. p. 45-53.
- [35] Colombie, C, Berthier, Y, Floquet, A, Vincent, L, Godet, and M, *Fretting: load carrying capacity of wear debris*. Vol. 106. 1984, New York, NY, ETATS-UNIS: American Society of Mechanical Engineers.
- [36] Varenberg, M., G. Halperin, and I. Etsion, *Different aspects of the role of wear debris in fretting wear*. *Wear*, 2002. 252: p. 902-910.
- [37] Volchok, A., G. Halperin, and I. Etsion, *The effect of surface regular microtopography on fretting fatigue life*. *Wear*, 2002. 253: p. 509-515.
- [38] Suh, P. N, Saka, and N, *Surface engineering*. Vol. 36. 1987, Oxford, ROYAUME-UNI: Elsevier.
- [39] Saka, A., M.J. Lio, and N.P. Suh, *The Role of Tribology in Electrical Contact Phenomena*. *Wear*, 1984. 100: p. 77-105.
- [40] Mosleh, M., P.J. Blau, and D. Dumitrescu, *Characteristics and morphology of wear particles from laboratory testing of disk brake materials*. *Wear*, 2004. 256(11-12): p. 1128-1134.
- [41] Mosleh, Mohsen, Khemet, and A. Boman, *A surface texturing approach for cleaner disc brakes*. Vol. 62. 2006, Park Ridge, IL, ETATS-UNIS: Society of Tribologists and Lubrication Engineers. 6.
- [42] Basnyat, P., B. Luster, and C. Muratore, *Surface texturing for adaptive solid lubrication*. *Surface and Coatings Technology*, 2008. 203: p. 73-79.
- [43] Guleryuz, C.G. and J.E. Krzanowski, *Mechanisms of self-lubrication in patterned tin coatings containing solid lubricant micro-reservoirs*. *Surface and Coatings Technology*, 2010. In Press, Accepted Manuscript.
- [44] Krzanowski, J.E., *Fabrication and tribological properties of composite coatings produced by lithographic and microbeading methods*. *Surface and Coatings Technology*, 2009. 204(6-7): p. 955-961.
- [45] Voevodin, A.A. and J.S. Zabinski, *Laser surface texturing for adaptive solid lubrication*. *Wear*, 2006. 261(11-12): p. 1285-1292.
- [46] Moshkovith, A., V. Perfiliev, D. Gindin, N. Parkansky, R. Boxman, and L. Rapoport, *Surface texturing using pulsed air arc treatment*. *Wear*, 2007. 263(7-12): p. 1467-1469.

- [47] Georges, J.M., J.M. Martin, T.G. Mathia, P. Kapsa, G. Meille, and H. Montes, *Mechanism of boundary lubrication with zinc dithiophosphate*. *Wear*, 1979. 53(1): p. 9-34.
- [48] Kovalchenko, A., O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, and I. Etsion, *The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact*. *Tribology International*, 2005. 38: p. 219-225.
- [49] Saka, N., H. Tian, and N.P. Suh, *Boundary Lubrification of Undulated Metal Surfaces at Elevated Temperatures*. *Tribol. Trans.*, 1989. 32(3): p. 389-395.
- [50] Tian, H., N. Saka, and N.P. Suh, *Boundary Lubrification Studies on Undulated Titanium Surfaces*. *Tribol. Trans.*, 1989. 32(3): p. 289-296.
- [51] Pettersson, U. and S. Jacobson, *Friction and wear properties of micro textured DLC coated surfaces in boundary lubricated sliding*. *Tribology Letters*, 2004. 17(3): p. 553-559.
- [52] Chouquet, C., J. Gavillet, C. Ducros, and F. Sanchette, *Effect of DLC surface texturing on friction and wear during lubricated sliding*. *Materials Chemistry and Physics*, 2010. In Press, Corrected Proof.
- [53] Nakatsuji, T. and A. Mori, *The Tribological Effect of Mechanically Produced Micro-dents by a Micro Diamond Pyramid on Medium Carbon Steel Surfaces in Rolling-sliding Contact*. *Meccanica*, 2001. 36(6): p. 663-674.
- [54] Wakuda, M., Y. Yamauchi, S. Kanzaki, and Y. Yasuda, *Effect of Surfaces Texturing on the Friction Reduction between Ceramic and Steel Materials under Lubricated Sliding Contact*. *Wear*, 2003. 254(857): p. 356-363.
- [55] Wang, X., K. Kato, and K. Adachi, *The Lubrification Effect of Micro-Pits on Parallel Sliding Faces of SiC in Water*. *Tribol. Trans.*, 2002. 45(3): p. 294-301.
- [56] Wang, X., K. Kato, K. Adachi, and K. Aizawa, *The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed*. *Tribology International*, 2001. 34(10): p. 703-711.
- [57] Vilhena, L.M., M. Sedlacek, B. Podgornik, J. Vizintin, A. Babnik, and J. Mozina, *Surface texturing by pulsed Nd:YAG laser*. *Tribology International*, 2009. 42(10): p. 1496-1504.
- [58] Krupka, I., M. Vrbka, and M. Hartl, *Effect of surface texturing on mixed lubricated non-conformal contacts*. *Tribology International*, 2008. 41(11): p. 1063-1073.
- [59] Galda, L., P. Pawlus, and J. Sep, *Dimples shape and distribution effect on characteristics of Stribeck curve*. *Tribology International*, 2009. 42(10): p. 1505-1512.
- [60] Koszela, W., L. Galda, A. Dzierwa, and P. Pawlus, *The effect of surface texturing on seizure resistance of a steel-bronze assembly*. *Tribology International*, 2010. In Press, Accepted Manuscript.
- [61] Koszela, W., P. Pawlus, and L. Galda, *The effect of oil pockets size and distribution on wear in lubricated sliding*. *Wear*, 2007. 263: p. 1585-1592.

- [62] Pawlus, P., L. Galda, A. Dzierwa, and W. Koszela, *Abrasive wear resistance of textured steel rings*. *Wear*, 2009. 267(11): p. 1873-1882.
- [63] Schreck, S. and K.H. Zum Gahr, *Laser-assisted structuring of ceramic and steel surfaces for improving tribological properties*. *Applied Surface Science*, 2005. 247(1-4): p. 616-622.
- [64] Wedeven, L.D., H.P. Evans, and A. Cameron, *Optical analysis of ball bearing starvation*. *J. Lubric. Technol.*, 1971. 93(3): p. 349-363.
- [65] Mourier, L., D. Mazuyer, A.A. Lubrecht, and C. Donnet, *Transient increase of film thickness in micro-textured EHL contacts*. *Tribology International*, 2006. 39: p. 1745-1756.
- [66] Krupka, I. and M. Hartl, *The effect of surface texturing on thin EHD lubrication films*. *Tribology International*, 2007. 40: p. 1100-1110.
- [67] Ninove, F.-P., D. Mazuyer, and T. Mathia, *Contacts microtexturés en ElastoHydroDynamique - Application au contact segment-chemise*. *Proceedings of Congrès Français de Mécanique (CFM'09 Marseille)*, 2009.
- [68] Nanbu, T., N. Ren, Y. Yasuda, D. Zhu, and Q. Wang, *Micro-Textures in Concentrated Conformal-Contact Lubrication: Effects of Texture Bottom Shape and Surface Relative Motion*. *Tribology Letters*, 2008. 29(3): p. 241-252.
- [69] Hamilton, D.B., J.A. Walowit, and C.M. Allen, *A theory of lubrication by microirregularities*. *Journal of Basic Engineering ASME Transactions - Series D*, 1966. 88(1): p. 177-185.
- [70] Zum Gahr, K.H., R. Wahl, and K. Wauthier, *Experimental study of the effect of microtexturing on oil lubricated ceramic/steel friction pairs*. 2009, Lausanne, SUISSE: Elsevier. 11.
- [71] Etsion, I. and G. Halperin, *A Laser Surface Textured Hydrostatic Mechanical Seal*. *Tribol. Trans.*, 2002. 45: p. 430-434.
- [72] Brizmer, V., Y. Kligerman, and I. Etsion, *A Laser Surface Textured Parallel Thrust Bearing*. *Tribol. Trans.*, 2003. 46(3): p. 397-403.
- [73] Ai, X. and H.S. Cheng, *A transient EHL analysis for line contacts with measured surface roughness using multigrid technique*. *Trans. ASME, J. Tribol.*, 1994. 116(3): p. 549-556.
- [74] Christensen, H. and K. Tonder, *Tribology of rough surface : Stochastic models of hydrodynamic lubrication*. *SINTEF Rep.*, 1969. 10/69-18.
- [75] Poon, C.Y. and R.S. Sayles, *Numerical contact model of a smooth ball on an isotropic rough surface*. *Trans. ASME, J. Tribol.*, 1994. 116(2): p. 194-201.
- [76] Tonder, K. and H. Christensen, *Waviness and roughness in hydrodynamic lubrication*. *Proc. of the Inst. Mech. Eng.*, 1972. 186: p. 807-812.
- [77] Ronen, A., I. Etsion, and Y. Kligerman, *Friction-Reducing Surface-Textured in Reciprocating Automotive Components*. *Tribology Transactions*, 2001. 44(3): p. 359-366.

- [78] Ryk, G., Y. Kligerman, and I. Etsion, *Experimental Investigation of Laser Surface Texturing Reciprocating Automotive Components*. Tribol. Trans., 2002. 45(4).
- [79] Kligerman, Y., I. Etsion, and A. Shinkarenko, *Improving Tribological Performance of Piston Ring by Partial Surface Texturing*. ASME Journal of tribology, 2005. 127: p. 632-638.
- [80] Ryk, G. and I. Etsion, *Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction*. Wear, 2006. 261: p. 792–796.
- [81] Westlake, F.-J. and A. Cameron, *Optical elastohydrodynamic fluid testing*. ASLE Transactions, 1972. 15(81-95).
- [82] Jacobson, B., *Rheology and Elastohydrodynamic lubrication*. Tribology Series, 1991. 19(Special Issue).
- [83] Hartl, M, Krupka, I, Poliscuk, R, Liska, M, Molimard, J, Query, M, Vergne, and P, *Thin film colorimetric interferometry*. Vol. 44. 2001, Colchester, ROYAUME-UNI: Taylor & Francis.
- [84] Stachowiak, G. and A.W. Batchelor, *Engineering Tribology*. Materials & Mechanical. 2000: Elsevier Butterworth-Heinemann. 1-750.
- [85] Raphet, B., *Etats de surface - Caractérisation*. Techniques de l'ingénieur. R 1 230: p. pp1-22.
- [86] Pawlus, P., T. Cieslak, and T. Mathia, *The study of cylinder liner plateau honing process*. Journal of Materials Processing Technology, 2009. 209(20): p. 6078-6086.
- [87] Ninove, F.P., T.G. Mathia, D. Mazuyer, P. Pawlus, S. Carras, and J. Gruszka. *Multi Scale Morphological Metrology Of Piston-Ring-Textured Cylinder Liner Assembly In Relation To Their Tribological Properties*. in *Proc. of the Int. Symp. on Quality Control and Measurement (ISMQC)*. 2010. OSAKA, Japan.
- [88] Ninove, F.P., D. Mazuyer, and T. Mathia. *Boundary and micro - Elasto-Hydrodynamic Lubrication of Textured Surfaces*. in *International Tribology Congress - ASIATRIB 2010*. 2010. Perth, Australia.
- [89] De Vicente, J., J.R. Stokes, and H.A. Spikes, *The frictional properties of Newtonian fluids in rolling–sliding soft-EHL contact*. Tribology Letters, 2005. 20(3-4): p. 273-286.
- [90] Georges, J.M., G. Meille, M. Jacquet, B. Lamy, and T. Mathia, *Study of the durability of boundary films*. Wear, 1977. 42(2).
- [91] Mathia, T. and J.M. Georges, *Wear initiation of boundary lubricated surfaces*. Wear, 1978. 50(1): p. 191-194.
- [92] Gauvin, M., F. Dassenoy, C. Minfray, M. Belin, G. Montagnac, B. Reynard, and J.M. Martin. *ZDTP-like anti-wear properties of zinc orthophosphate under boundary lubrication*. in *Society of Tribologists and Lubrication Engineers - 2008 Annual Meeting and Exhibition, Extended Abstracts*. 2008. Cleveland, OH.

- [93] Heuberger, R., A. Rossi, and N. Spencer, *Pressure Dependence of ZnDTP Tribochemical Film Formation: A Combinatorial Approach*. Tribology Letters, 2007. 28(2): p. 209-222.
- [94] Meunier, C., *Vieillessement des lubrifiants et compréhension des mécanismes de lubrification - Application à la zone Segment-Piston-Chemise*, in Ecole Centrale de Lyon. 2008, Thèse: Lyon.
- [95] Spikes, H., *The History and Mechanisms of ZDDP*. Tribology Letters, 2004. 17(3): p. 469-489.
- [96] Martin, J., *Antiwear mechanisms of zinc dithiophosphate: a chemical hardness approach*. Tribology Letters, 1999. 6(1): p. 1-8.
- [97] Mosey, N.J., M.H. Müser, and T.K. Woo, *Molecular Mechanisms for the functionality of Lubricant Additives*. Science, 2005. 307.
- [98] Guibert, M., B. Nauleau, P. Kapsa, and E. Rigaud, *Design and manufacturing of a reciprocating linear tribometer*. Tribologie et couplages multiphysiques, ed. P.P.U.R. 2006.
- [99] Renondeau, H., *Evolution des Propriétés Tribologiques et Physico-Chimiques d'une Graisse Polyuréthane dans un Roulement à Billes de Roue*, in INSA de Lyon. 2004, Thèse: Lyon.

Table des figures

Figure 1-1 - Comparaison des réponses en frottements pour différents types de roulements [8].	20
Figure 1-2 - Illustration des régimes de lubrification et évolution du coefficient de frottement en fonction du ratio épaisseur de film lubrifiant sur la rugosité de surface [10, 11].	21
Figure 1-3 - Impact du frottement et de la masse sur la consommation carburant [12].	22
Figure 1-4 - Principaux postes de frottement moteur.	23
Figure 1-5 - Localisation et estimation des principaux postes des pertes mécaniques par frottements dans un moteur thermique (Source PSA Peugeot-Citroën).	23
Figure 1-6 - Système segments – piston- chemise a) et segment seul b)	24
Figure 1-7 - Répartition du frottement SPC (Source PSA Peugeot-Citroën).	24
Figure 1-8 - Régimes de lubrification des principaux postes de PMF dans le moteur (de gauche à droite) : came/poussoir, SPC, maneton/bielle/coussinet positionnés sur la courbe de Stribeck en fonction du nombre de Hersey.	25
Figure 1-9 - Répartition des régimes de lubrification pour chaque segment de la zone SPC (Source PSA Peugeot-Citroën).	25
Figure 1-10 - Illustration du concept d'approche globale concernant la surface : tryptique Procédé/Caractérisation/Fonction.	26
Figure 1-11 - Image au Microscope électronique à Balayage (M.E.B.) d'une denticule de peau de requin [27]. .	27
Figure 1-12 - Double structuration de la surface d'une feuille de lotus : microstructures de quelques micromètres et cristaux de cire hydrofuge observées au MEB.	28
Figure 1-13 - Observation au microscope optique d'une attaque chimique d'une fonte à graphite sphéroïdal.	30
Figure 1-14 - Observation au MEB d'une surface polie de fonte à graphite sphéroïdal.	30
Figure 1-15 - Evolution du coefficient de frottement en fonction de la distance parcourue pour le couple Titane / Acier avec une surface lisse (a) et une surface texturée (b) [39].	32
Figure 1-16 - Images MEB de la surface de sphères en acier ayant frotté contre une surface DLC lisse (a) ou une surface DLC texturée b) en frottement sec pendant 1000 cycles [22].	33
Figure 1-17 - (a) Images en microscopie optique des surfaces lisses et texturées testées par Kovalchenko et al. [48] et évolutions du coefficient de frottement mesurées sur ces dernières (b) et (c), en fonction du temps de glissement et pour les 9 paliers de vitesses examinés.	35
Figure 1-18 - Tableau récapitulatif des réponses en frottement de surfaces DLC texturées en contact sous alimenté démontrant l'importance de l'orientation et des tailles textures par rapport à la taille de contact de Hertz, ici de 120 μm [51].	36
Figure 1-19 - Observation au MEB de la trace de frottement sur la surface dite de référence et du frotteur [52].	37
Figure 1-20 - Observation au MEB de la trace de frottement sur la surface texturée de diamètre 65 μm et de profondeur 1,3 μm ainsi que du frotteur [52].	37

Figure 1-21 - Récapitulatif des courbes de frottement en fonction du temps pour les différentes situations. L'échelle en ordonnée est identique sur chaque graphe pour faciliter la comparaison [52].	37
Figure 1-22 - Schéma du dispositif expérimental présentant l'élément texturé et la disposition des motifs [53].	38
Figure 1-23 - Image MEB et profil de la cavité issue des procédés AJM et LBM [54].	38
Figure 1-24 - Interférogrammes de contacts sphère / plan de rayon 0,162 mm montrant la surface texturée avant frottement a) et après frottement b) et idem pour la surface lisse avant frottement c) et après frottement d) [57].	39
Figure 1-25 - Illustration des échantillons texturés par déformation plastique [61] (les diamètres des motifs sont 1050 μm et 1550 μm pour des profondeurs allant de 45 à 115 μm).	40
Figure 1-26 - a) Schéma explicatif du montage expérimental de type 'block on ring' et images topographiques des cavités circulaires b) et de celles en forme de gouttes c) avec respectivement les courbes de portance associées [62].	41
Figure 1-27 - Schéma explicatif de la fraction surfacique de texture a) et évolutions du coefficient de frottement mesurées avec le couple de matériaux 100Cr6/100Cr6 b) et le couple 100Cr6/ Al_2O_3 c), montrant l'influence du taux de couverture des cavités [63].	41
Figure 1-28 - Interférogrammes de contacts EHD montrant le passage d'une microcavité (diamètre = 56 μm , profondeur = 0,18 μm) dans un contact en roulement - glissement (vitesse d'entraînement = 0,05 m/s, ratio roulement/glissement = -1), soumis à pression maximale hertzienne de 0,38 GPa. L'interface est lubrifiée par une base minérale ayant une viscosité à température ambiante de 0,25 Pa.s. A chacune des images est associée les profils d'épaisseurs instantanés mesurés par interférométrie [24].	43
Figure 1-29 - Influence de la morphologie d'indents sur la distribution d'épaisseur. Les interférogrammes et les profils d'épaisseur de lubrifiant associés (b) et (d) sont mesurées respectivement sur des réseaux d'indents bruts (a) et polis (c) [66]. La surépaisseur de lubrifiant générée en sortie de cavité est plus grande avec une profondeur d'indent plus faible. Elle vaut 20 nm pour une cavité profonde de 1,18 μm et 49 nm lorsque la cavité est profonde de 0,56 μm .	44
Figure 1-30 - Forme des textures étudiées dans le modèle numérique proposé par Nanbu et al. [68]. La flèche indique la direction de mouvement des surfaces texturées. U, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur = 95 x 450 x 700 x 3; R, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur = 95 x 450 x 700 x 3; T, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur = 95 x 450 x 700 x 3; W1 et W3, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur = 95 x 450 x 700 x 3; W2 et W4, largeur x longueur x longueur triangulaire x profondeur (180–185) x 450 x 700 x 3. Les dimensions sont en micromètres. La distance du sommet du triangle intérieur à la surface de W1 est 1 μm , et largeur inférieure de W3 est 85 μm .	45
Figure 1-31 - Comparaison des épaisseurs centrales du film lubrifiant obtenu en aval de différentes formes internes de motifs (a) et illustration des différents motifs testés et mécanismes de lubrification (b) [68].	46
Figure 1-32 - Image MEB de surfaces texturées par des cavités sphériques et de réseaux de rainures et évolutions correspondantes du frottement et de l'épaisseur de film de lubrifiant en fonction de la vitesse [70].	47

Figure 1-33 - Schéma de principe de texturation partielle sur la surface d'un joint. h_p est la profondeur des motifs, d_i est le diamètre intérieur, d_p et d_o permettent de définir la zone de texturation partielle [71].	48
Figure 1-34 - Evolutions du couple de frottement en fonction de la pression pour une surface lisse et une surface texturée. Diamètre 60 μm , profondeur 6 μm et ratio de surface texturée 55 % [71].	48
Figure 1-35 - Aperçu non exhaustif de l'état des publications en fonction des régimes de lubrification et des techniques de texturation de 1970 à 2010.	50
Figure 1-36 - Forces de frottement moyennes pour différentes profondeurs de cavités (de 8 μm à 19 μm) en fonction du débit de lubrification. Cas sur alimenté à sous alimenté. Gamme de température 65 à 75 °C. Huile moteur de viscosité dynamique à 0,113 Pa.s à 40 °C et 0,0123 Pa.s à 100 °C [78].	51
Figure 1-37 - Schéma de la texturation partielle proposé par Kligerman [79].	51
Figure 2-1 - Image 3D d'une chemise de voiture de compétition réalisée avec un rugosimètre tactile. Les dimensions de la surface palpée sont : 6,8 mm x 4 mm. (A titre d'information, la durée de la mesure est de 9 heures).	57
Figure 2-2 - Principe de fonctionnement du microscope à force atomique (AFM).	58
Figure 2-3 - Mesures AFM 2D et 3D d'une surface échantillon en 100Cr6 poli miroir ($R_a = 0,02 \mu\text{m}$). On observe les stries d'usinage.	58
Figure 2-4 - Mesure 3D par microscopie confocale chromatique d'un réseau de cavité de diamètre 20 μm et de profondeur 0,5 μm . Vue circulaire de diamètre 300 μm afin d'appréhender la quantité de cavités emprisonnées dans la zone de contact.	59
Figure 2-5 - a) Observation au MEB d'une cavité de diamètre 50 μm et de profondeur 0,5 μm , grandissement x2670. b) Observation de la morphologie en fond de la cavité, grandissement x8880.	60
Figure 2-6 - Principe de fonctionnement de l'interféromètre à lumière blanche.	61
Figure 2-7 - Mesure 3D par interférométrie à lumière blanche d'une cavité de diamètre 50 μm et de profondeur 0,5 μm . Taille 85 x 65 μm .	61
Figure 2-8 - Schéma du tribomètre IRIS.	62
Figure 2-9 - a) Interférogramme de contact lubrifié statique verre/100Cr6 ; b) Schéma du contact illustrant l'équation de la déformée de la sphère.	63
Figure 2-10 - a) Interférogramme de contact lubrifié dynamique de la surface lisse ; b) Résultat du traitement sous forme de cartographie en niveau d'épaisseurs de fluide.	63
Figure 2-11 - a) Interférogramme de contact lubrifié dynamique de la surface texturée ; b) Cartographie en niveau d'épaisseurs de fluide ; c) Profil d'épaisseurs de fluide localisé en a).	64
Figure 2-12 - Diagramme de Stedman présentant les extensions spatiales accessibles en fonction des gammes de mesures verticales pour les différents dispositifs métrologiques ainsi que leur résolution.	65
Figure 2-13 - Similarités entre des profils aléatoires de surfaces rugueuses d'origine naturelles ou artificielles [2, 84].	66
Figure 2-14 - Profil de surface métallique polie mesurée par interférométrie optique à lumière blanche. Longueur du profil 1,2 mm.	67
Figure 2-15 - Distribution de hauteur calculée à partir du profil de surface de la Figure 2-14.	68

Figure 2-16 - a) Illustration de la courbe de portance ou d'Abbott avec le profil de surface, b) la distribution des hauteurs et c) la courbe d'Abbott en c) [2].	69
Figure 2-17 - Courbe d'Abbott du profil de surface présenté Figure 2-14.	69
Figure 2-18 - Illustration des étapes de traitement des données selon la norme ISO 13 565.	70
Figure 2-19 - Détermination de la sécante de plus faible pente [85].	71
Figure 2-20 - Courbe de portance avec la définition des paramètres Mr_1 , Mr_2 , A_1 , A_2 , R_{pk} et R_{vk} [85].	71
Figure 2-21 - Image en microscopie optique d'une réplique de chemise moteur de compétition usée.	72
Figure 2-22 - Profil obtenu par rugosimètre tactile d'une surface de chemise pierrée.	72
Figure 2-23 - Courbe d'Abbott du profil de surface de la chemise pierrée présentée à la Figure 2-22.	73
Figure 2-24 - a) Contrôle de la texture réalisée par LASER à l'aide du microscope confocal pour des cavités de diamètre 30 μm et de profondeur 0,6 μm . Les cavités semblent ovoïdes en raison d'une échelle verticale différente de l'échelle horizontale. b) Extraction du profil au niveau du trait noir pointillé.	74
Figure 2-25 - Courbe d'Abbott issue du profil de surface des textures (Figure 2-24).	75
Figure 2-26 - Mesures AFM 2D et 3D d'une cavité de diamètre 20 μm et profondeur 0,5 μm .	76
Figure 2-27 - Aperçu du bloc moteur 4 cylindres et agrandissement de l'intérieur d'une chemise : pierrage généralisé et traitement laser localisé [87].	76
Figure 2-28 - Profil de surface hybride de chemise pierrée – texturée obtenue par rugosimètre tactile [87].	77
Figure 2-29 - Courbe d'Abbott issue du profil de surface hybride (Figure 2-28) [87].	77
Figure 2-30 - a) Observations au MEB de la chemise pierrée - lasée et b) vue locale d'un motif particulier [87].	78
Figure 2-31 - Représentation schématique d'une interface plan/fluide/sphère texturée en régime EHD.	80
Figure 2-32 - Cartographie de l'épaisseur de lubrifiant en présence de la surface texturée B08-20-0.5 (Cavités de diamètre 20 μm , de profondeur 0,5 μm et de densité surfacique de 15 %) obtenue avec une vitesse d'entraînement U_e de 100 mm/s, un ratio roulement/glisement Σ de +150 %, un effort normal de 11 N (équivalent à une pression de contact de 300 MPa) et à température ambiante. Le lubrifiant est une base minérale 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C.	81
Figure 2-33 - Evolution de l'accroissement relatif maximal de l'épaisseur maximale lors du passage d'une cavité de diamètre 100 μm et de profondeur 0,3 μm , pour différentes valeurs du taux de glissement Σ . La vitesse d'entraînement est maintenue constante à 0,08 m/s. Le lubrifiant utilisé est une base minérale 400 NS de viscosité 0,25 Pa.s à 20°C.	83
Figure 2-34 - Image topographique tridimensionnelle de la cavité de diamètre 60 μm et de profondeur « moyenne » 0,4 μm . Les niveaux de couleurs illustrent bien l'hétérogénéité de la profondeur de cavité. La mesure est effectuée par interférométrie optique à lumière blanche sur une surface de 80 μm x 80 μm . Le trait noir indique le profil extrait porté sur la Figure 2-35.	84
Figure 2-35 - a) Influence de la morphologie du fond de cavité sur la distribution d'épaisseur de film lubrifiant en régime EHD stationnaire. L'expérience est réalisée avec une base minérale 400 NS, en glissement pur (Vitesse sphère nulle) à 0,025 m/s [88]. b) Epaisseurs de film d'huile calculée le long du profil B-B. c) Profil A-A, extrait par interférométrie optique, illustre la topographie en fond de cavité. Les courbes enveloppes en rouge sont représentatives de l'état de surface vu par le fluide dont la direction d'écoulement est fléchée en bleu.	85

Figure 3-1 - Evolution des vitesses de glissement U_g et d'entraînement U_e au cours du temps lors d'une expérience visant à l'établissement d'une courbe de traction. Les conditions opératoires sont $U_e = 100$ mm/s et $U_g = \pm 190$ mm/s.....	90
Figure 3-2 - Evolution du couple mesuré en fonction du temps. Huile de base utilisée 600 NS. $U_e = 100$ mm/s et $U_g = \pm 190$ mm/s. $F_N = 10$ N. Température d'essai de $20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$	92
Figure 3-3 - Evolution du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement Σ pour une huile de base 600 NS soumise à une vitesse d'entraînement $U_e = 100$ mm/s et une charge normale $F_N = 10$ N. La température est de $20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$. En raison de la valeur particulière de U_e , ici $U_g = SRR$ en mm/s.	93
Figure 3-4 - Histogramme classifiant les différentes surfaces texturées en fonction des paramètres suivants : a) $N_{cavités}$, le nombre de cavités et b) T_s , le taux de surface texturée (en pourcentage).	94
Figure 3-5 - Évolution du coefficient de frottement moyen en fonction du taux de glissement, Σ , pour les différentes surfaces B07 à B12. L'huile de base utilisée est l'huile 600 NS. Les conditions opératoires sont $U_e = 100$ mm/s, $F_N = 10$ N, $T = 20^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$	94
Figure 3-6 - Evolution du temps de résidence adimensionné t_d / t_0 en fonction de la vitesse de la sphère $V_{sphère}$ (mm/s).....	96
Figure 3-7 - Evolution du coefficient de frottement en fonction de t_d / t_0 le temps de résidence adimensionné pour les différentes surfaces B07 à B12.dans le cas $t_d / t_0 < 1$	96
Figure 3-8 - Evolution du coefficient de frottement en fonction de t_d / t_0 le temps de résidence adimensionné pour les différentes surfaces B07 à B12.dans le cas $t_d / t_0 > 1$	97
Figure 3-9 - Evolution du coefficient de frottement et de la vitesse de glissement pour un contact entre une sphère fixe et un disque oscillant à une fréquence de 0,8 Hz. Les surfaces des solides sont lisses et lubrifiées par une huile minérale de viscosité dynamique de 0,25 Pa.s à 20°C . Les interférogrammes reflètent la distribution d'épaisseur du film lubrifiant à différentes phases de la cinématique du contact : (a) en phase stabilisée, (b) au point de vitesse nulle, (c) en phase transitoire durant le changement de sens de la vitesse de glissement puis à nouveau en (d) la phase stabilisée.	98
Figure 3-10 - Evolution du coefficient de frottement en fonction du temps sur un cycle d'une cinématique de contact alternative à une fréquence de 0,8 Hz et une amplitude de glissement de 15 mm pour deux lubrifiants différents en surface lisse. Les conditions opératoires sont $F_N = 10$ N et $T = 20^\circ\text{C}$	99
Figure 3-11 - Interférogrammes de contact observés au moment de l'aller, de l'arrêt et du retour, lors du glissement du disque sur une sphère en acier lisse ou texturée par les cavités B01-50-0.3, B02-50-0.4 et B03-50-5.0. La vitesse linéaire maximale atteinte par le disque est de 25 mm/s. Le contact est lubrifié par une base minérale 400 NS de viscosité dynamique $\eta = 0,25$ Pa.s à 20°C	101
Figure 3-12 - Evolution du coefficient de frottement en fonction du temps sur un cycle, mesuré lors du glissement pur alternatif d'un contact entre un disque oscillant à une fréquence de 0,8 Hz et une sphère texturée avec une cavité unique de profondeur croissante. Le lubrifiant utilisé est une base minérale 400 NS dont la viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C . La charge appliquée vaut 10 N et l'amplitude de glissement est de 15 mm.	102

Figure 3-13 - Evolution du coefficient de frottement en fonction du temps sur un cycle, mesuré lors du glissement pur alternatif d'un contact entre un disque oscillant à une fréquence de 0,8 Hz et une sphère texturée avec une cavité unique de profondeur croissante. La charge appliquée vaut 10 N et l'amplitude de glissement est de 15 mm. Les expériences sont réalisées avec les bases 400 NS et 150 NS, de viscosités dynamiques respectives 0,25 Pa.s et 0,05 Pa.s à 20°C.....	103
Figure 3-14 - Evolution de la variation de frottement relativement à une surface lisse en fonction du taux de rétention d'huile T_V dans les cavités.	104
Figure 3-15 - Schéma synthétisant l'influence de la profondeur d'une cavité localisée au centre du contact lubrifié sur le coefficient de frottement et sur l'épaisseur locale du film lubrifiant.	106
Figure 3-16 - Ensemble des interférogrammes de contact EHD pour les différents réseaux de textures étudiés. L'expérience est menée en glissement pur avec une huile minérale 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C. Le contact est soumis à une charge normale, $F_N = 10$ N et à une vitesse de glissement $U_g = 2 U_e = -25$ mm/s. Le cercle pointillé symbolise le bord du contact.....	108
Figure 3-17 - Evolution de T_{h+} en fonction de T_s pour les différentes surfaces texturées à l'état d'équilibre. Les expériences sont menées en glissement pur avec une huile minérale 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C. Le contact est soumis à une charge normale, $F_N = 10$ N et à une vitesse de glissement $U_g = 2 U_e = -25$ mm/s.	109
Figure 3-18 - Variation du coefficient de frottement moyen des surfaces texturées relativement à une surface lisse dans les conditions opératoires de glissement pur. Le contact est lubrifié par une huile de base 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C et est soumis à une vitesse de glissement $U_g = 2 U_e = -25$ mm/s.	110
Figure 3-19 - Contrainte de cisaillement interfacial obtenue à partir de l'équation 3-16 pour chaque réseau texturé.....	111
Figure 3-20 - Variation relative du frottement des surfaces texturées par rapport à un contact en fonction du taux de rétention d'huile des textures, T_V pour un taux de glissement de 150 % et une vitesse d'entraînement constante à 100 mm/s. Le contact est lubrifié par une huile de base 600NS de viscosité égale à 0,25 Pa.s à 20°C. Les interférogrammes du contact de la première et de la seconde ligne correspondent respectivement aux cas $t_d/t_0 > 1$ et $t_d/t_0 < 1$	113
Figure 3-21 - Variation du frottement des surfaces texturées en fonction de la capacité en rétention d'huile des textures, T_V . Les expériences sont menées en glissement pur. Le contact est lubrifié par une huile de base 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C et est soumis à une vitesse de glissement $U_g = -25$ mm/s.....	114
Figure 3-22 - Interférogrammes des contacts en mouvement alternatif obtenus à la vitesse de glissement de 25 mm/s. Le contact est lubrifié par une huile minérale 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C et est soumis à un charge normale de 10 N.....	115
Figure 3-23 - Profil d'épaisseur simplifié lorsqu'une cavité élémentaire entre dans le contact, à l'instant $t = 0$. La direction de l'écoulement du lubrifiant est orientée de la gauche vers la droite.	116
Figure 3-24 - Profil d'épaisseur simplifié lorsqu'une cavité élémentaire est dans le contact, à un instant t . La direction de l'écoulement du lubrifiant est orientée de la gauche vers la droite.	116

Figure 4-1 - Schéma de synthèse de la démarche de simulation expérimentale du régime de lubrification limite au sein du contact SPC.	126
Figure 4-2 - Schématisation de l'interface de contact en lubrification limite (sphère, fluide, plan texturé). La cavité à gauche est de diamètre 20 μm et de profondeur 0,5 μm . La zone lisse localisée entre les textures illustre le contact « intime » entre les surfaces. L'amplitude est inférieure à 30 nm. Mesures effectuées sur les surfaces de test par profilomètre tactile.	126
Figure 4-3 – Observation au microscope optique à lumière blanche d'une portion d'un tribofilm sur le plan. Contact : Sphère /Plan. Lubrifiant additivé de type Poly-Alfa-Oléfine. Sollicitations : mouvement rectiligne accéléré alterné, température 80°C, course 20 mm, vitesse maximale 190 mm/s, effort normal 90 N, Nombre de cycle 3600.	127
Figure 4-4 - Courbe de la viscosité dynamique (Pa.s) en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant OS34. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1}	129
Figure 4-5 - Courbes de vitesse instantanée maximale réelle en fonction de la distance parcourue dans les trois différentes cinématiques. Le trajet correspond à un aller du frotteur.	129
Figure 4-6 - Evolution du coefficient de frottement instantané (en bleu) et de la vitesse instantanée de la sphère (en rouge) en fonction du déplacement de la sphère. L'aller et le retour sont tracés. Conditions opératoires : $F_N = 90 \text{ N}$, $V_{max} = 190 \text{ mm/s}$, $T = 80^\circ\text{C}$, débattement 20 mm, lubrifiant référence OS34.	130
Figure 4-7 - Exemple d'une expérimentation type en surface lisse pour 3600 cycles. Les sollicitations sont : $F_N = 90 \text{ N}$, $T = 80^\circ\text{C}$, débattement 20 mm, $V_{max} = 190 \text{ mm/s}$, lubrifiant référence OS34.	131
Figure 4-8 - Evolution du coefficient de frottement moyen mesuré à la fin de l'expérience en fonction du nombre de Hersey pour une surface lisse. Le lubrifiant formulé OS34 est utilisé à $T = 80^\circ\text{C}$	132
Figure 4-9 - Cartographies 2D du coefficient de frottement en fonction de la position du frotteur sur la piste de glissement et du nombre de cycles pour la surface lisse soumise à un profil de vitesse sinusoïdal ayant respectivement un maximum (a) de 15 mm/s, (b) de 65 mm/s et (c) de 190 mm/s. Le chargement normal est de $F_N = 90 \text{ N}$	133
Figure 4-10 - a) Localisation des points de mesure effectuée par XPS : le repère 1 localise la mesure réalisée au point de rebroussement d'une trace sur surface lisse. b) Spectre XPS obtenu dans la zone localisé en a). Taille du spot d'analyse 50 μm	134
Figure 4-11 - Schéma explicatif des différents types de configurations.	135
Figure 4-12 - Schémas descriptifs des différentes situations de test type A et type B. F_N désigne la force normale, V la vitesse linéaire de glissement du frotteur, P_{bord} et P_{milieu} les pressions de contact en dehors des textures et dans la zone texturée. On reviendra sur ces pressions de contact au §4.2.2.2. Enfin, d désigne la distance parcourue par le frotteur.	136
Figure 4-13 - Courbe de Stribeck, frottement moyen en fonction du nombre d'Hersey pour les surfaces texturées et lisse en lubrifiant additivé à 80°C. Seulement les tests à $F_N = 15 \text{ N}$ sont présentés.	137
Figure 4-14 - Courbe de Stribeck, frottement moyen en fonction du nombre de Hersey pour les surfaces texturées et lisse en lubrifiant additivé à 80°C. Seulement les tests à $F_N = 90 \text{ N}$ sont présentés.	138

Figure 4-15 - Cartographie 2D du coefficient de frottement en fonction de la position du frotteur sur la piste de glissement et du nombre de cycles pour les surfaces (a) A-20-0.5, (b) A-60-0.5 , et (c) lisse. Celles-ci sont soumises à une charge de 90 N et à une vitesse maximale de 190 mm/s.....	139
Figure 4-16 - Comparaison des profondeurs de textures à iso diamètre en courbes de Stribeck, frottement moyen en fonction du nombre de Hersey pour les surfaces texturées et lisse en lubrifiant additivé à 80°C. ...	140
Figure 4-17 - Comparaison des configurations A et B en courbes de Stribeck, frottement moyen en fonction du nombre de Hersey pour les surfaces texturées et lisse en lubrifiant additivé à 80°C.....	141
Figure 4-18 - Cartographie 2D du coefficient de frottement en fonction de la position du frotteur sur la piste de glissement et le nombre de cycles pour les surfaces A-20-2.5, B-20-2.5 et lisse. La charge est de 90 N et $V_{max} = 65$ mm/s en a), b), c) et $V_{max} = 190$ mm/s en d), e) et f).	142
Figure 4-19 - Cartographie 2D du coefficient de frottement en fonction de la position du frotteur sur la piste de glissement et le nombre de cycles pour les surfaces A-20-0.5, B-20-0.5 et lisse. La charge est de 90 N et $V_{max} = 65$ mm/s en a), b), c) et $V_{max} = 190$ mm.	143
Figure 4-20 - Exemple de l'estimation du nombre de cavités emprisonnées dans le contact hertzien. Le chargement normal est de 15 N, la vitesse de 15 mm/s et la température de 80°C avec la surface A-20-0.5...	144
Figure 4-21 – Cartographie de la puissance dissipée par unité de surface pour les surfaces A-20-0.5, A-20-2.5, A-60-0.5, B-20-0.5, B-20-2.5 et lisse. $F_N = 90$ N et $V_{max} = 190$ mm/s. Les cadres en traits pointillés indiquent les zones texturées du plan.	145
Figure 4-22 - Observations microscopiques des zones centrales et des points de rebroussement des traces d'usures sur les plans lisses. Conditions: charge 90 N, vitesses (a, d) 15 mm/s, (b, e) 65 mm/s et (c, f) 190 mm/s.	146
Figure 4-23 - a) Localisation des points de mesure effectuée par XPS : le repère 1 localise la mesure faite dans un cavité. Le repère 2 situe la mesure en zone lisse. b) Spectre XPS dans la zone de contact hors textures. Taille du spot d'analyse 10 μm	146
Figure 4-24 - (a) Profils en profondeur obtenus dans la cavité localisée en Figure 4-23 pour les éléments Fe, Ca, Zn, P et S en pleine échelle et (b) zoom sur les concentrations atomiques inférieures à 20 %. Diamètre 20 μm et profondeur 2,5 μm . Taille du spot d'analyse 10 μm	147
Figure 4-25 - Observations microscopiques des surfaces des frotteurs après 3600 cycles. Vitesses a) 15 mm/s, b) 65 mm/s et c) 190 mm/s. $F_N = 90$ N. Le rayon de la trace de contact est précisé dans chaque cas.	147
Figure 4-26 - Images topographiques obtenues par microscopie confocale avec l'histogramme des hauteurs et la courbe de portance associées avec les surfaces (a) lisse, (b) A-20-0.5, (c) A-20-2.5.	150
Figure A-1 - Courbe de la viscosité dynamique en Pa.s en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant 150NS. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1}	171
Figure A-2 - Courbe de la viscosité dynamique en Pa.s en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant 400NS. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1} [99].	171
Figure A-3 - Courbe de la viscosité dynamique en Pa.s en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant 600NS. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1}	172

Figure A-4 - Courbe de la viscosité dynamique en Pa.s en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant OS34. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1} 172

Figure A-5 - Schéma du dispositif expérimental configuration 2 (usinage des échantillons sphériques). 175

Table des tableaux

Tableau 1-1 - Différentes techniques de traitement et revêtements de surface. 29

Tableau 3-1 - Variation relative d'épaisseur de lubrifiant en aval des différentes cavités étudiées durant la phase stationnaire (Figure 3-11) en fonction de leurs caractéristiques géométriques. 101

Tableau 3-2 - Récapitulatif des différents modes de calcul des volumes d'huile piégée dans les cavités. 104

Tableau 3-3 - Récapitulatif des valeurs de T_s et T_v , respectivement la densité de cavités et le taux de rétention d'huile des cavités dans le cadre de la 1^{ière} série d'essais relative à l'établissement d'une courbe de traction où le contact est soumis une vitesse d'entraînement constante de 100 mm/s, une vitesse de glissement variable ($\pm 180 \text{ mm/s}$), un chargement normal de 10 N et est lubrifié par une huile de base 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C. 112

Tableau 3-4 - Récapitulatif des valeurs de T_s et T_v , respectivement la densité de cavités et le taux de rétention d'huile des cavités issue de la 2^{nde} série d'essais. Les expériences sont menées en glissement pur. Le contact est lubrifié par une huile de base 600 NS de viscosité dynamique 0,25 Pa.s à 20°C et est soumis à une vitesse de glissement $U_g = -25 \text{ mm/s}$ 114

Tableau 4-1 - Principales caractéristiques du tribomètre linéaire [98]. 128

Tableau 4-2 - Liste des paramètres de texture étudiés et références des échantillons. 136

Tableau 4-3 - Estimation des variations ds pressions de contact selon la surface. 144

Tableau A-1 - Spécifications de la table de déplacement micrométrique 2 axes (X et θ) faisant partie de la configuration 2. 175

Annexes

Annexe 1. Protocoles expérimentaux

Démarche appliquée lors des expérimentations en régime limite et régime EHD :

- Nettoyage des surfaces
 - Nettoyage ultrasonore 10' heptane
 - Nettoyage ultrasonore 10' propan-2-ol
- Mesures de l'état de surface (microscopie, interférométrie, AFM, MEB)
- Polissage à 2 puis 3 corps
- Nettoyage des surfaces
 - Nettoyage ultrasonore 10' heptane
 - Nettoyage ultrasonore 10' propan-2-ol
- Mesures de l'état de surface (microscopie, interférométrie, AFM, MEB)
- Texturation LASER
- Nettoyage des surfaces
 - Nettoyage ultrasonore 10' heptane
 - Nettoyage ultrasonore 10' propan-2-ol
- Mesures de l'état de surface (microscopie, interférométrie, AFM, MEB)
- Expérience de frottement
- Pour chaque essai de frottement :
 - Avant expérience : Nettoyage des surfaces : ultrasonore 10' heptane
 - Après expérience : Mesures de l'état de surface (microscopie, interférométrie, AFM, MEB)

Annexe 2. Courbes caractéristiques des lubrifiants

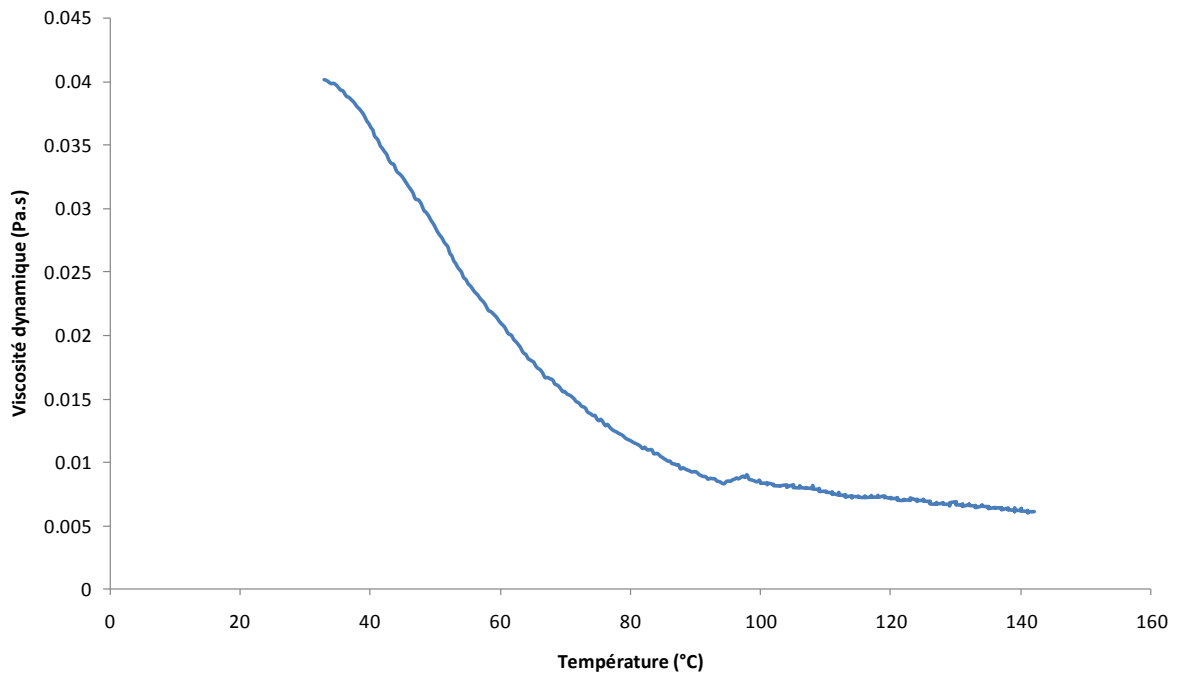


Figure A-1 - Courbe de la viscosité dynamique en Pa.s en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant 150NS. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1} .

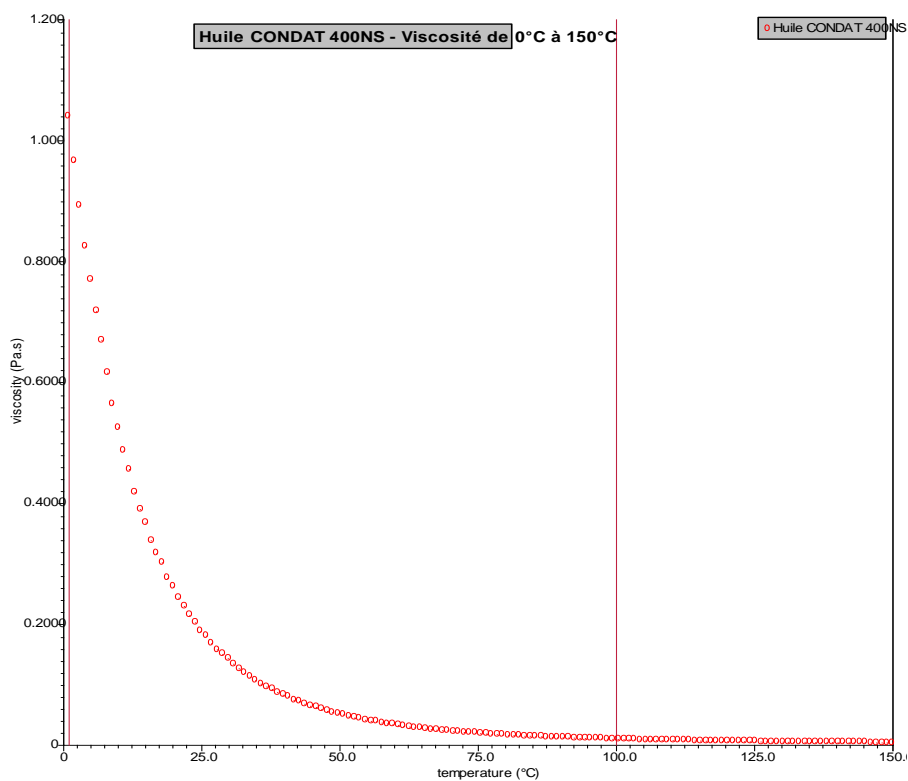


Figure A-2 - Courbe de la viscosité dynamique en Pa.s en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant 400NS. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1} [99].

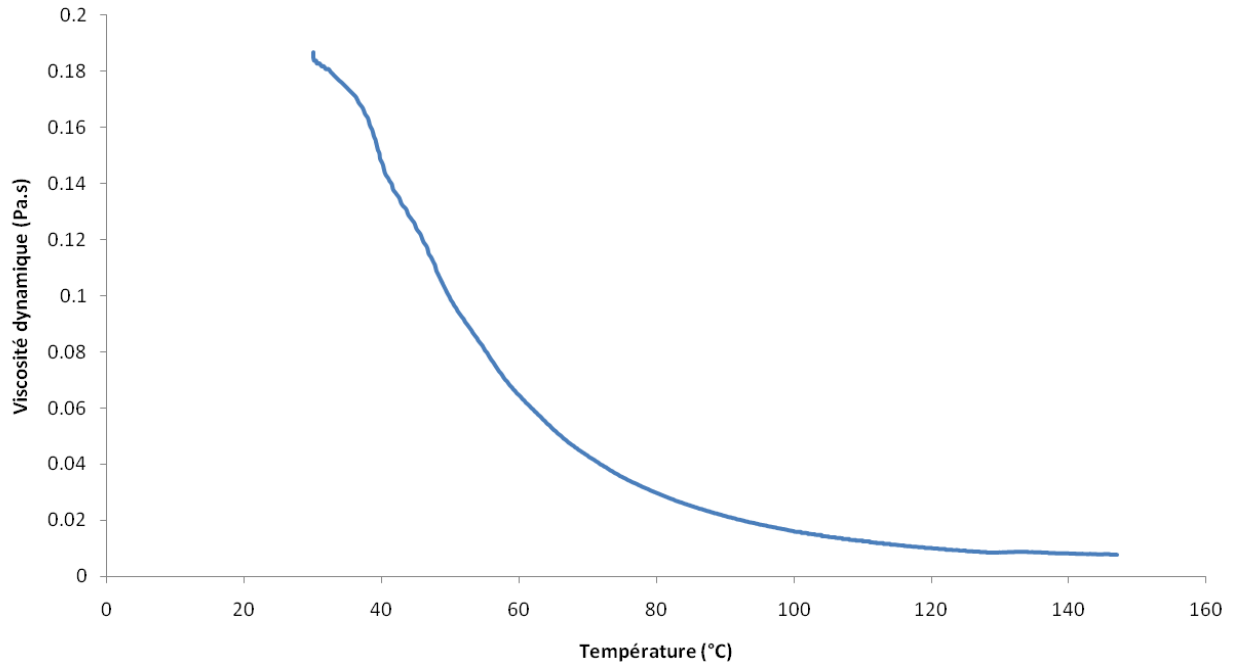


Figure A-3 - Courbe de la viscosité dynamique en Pa.s en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant 600NS. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1} .

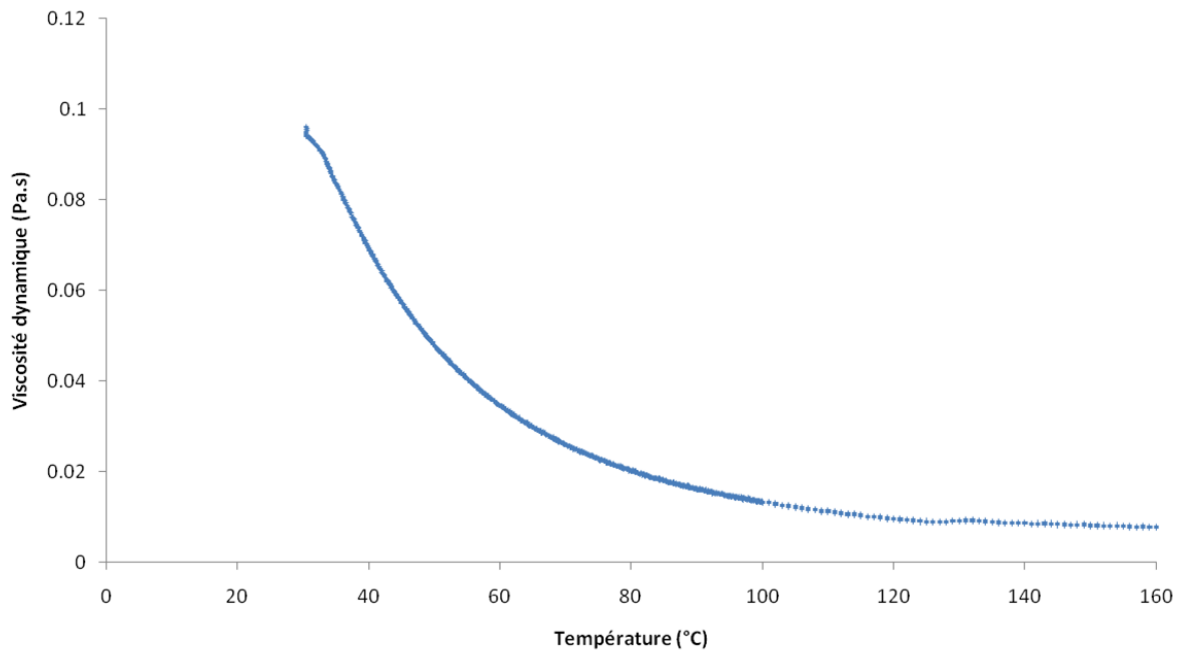


Figure A-4 - Courbe de la viscosité dynamique en Pa.s en fonction de la température d'essai (°C) pour le lubrifiant 0S34. Cisaillement fixé à 1000 s^{-1} .

Annexe 3. Modèle 1D surface texturée

1. Préambule

$$\Sigma = 2 \frac{V_{sphère} - V_{plan}}{V_{sphère} + V_{plan}} = \frac{U_s}{U_e} \text{ où } U_e = \frac{V_{sphère} + V_{plan}}{2} \text{ et } U_s = V_{sphère} - V_{plan}$$

Où U_e est la vitesse d'entraînement : la demi somme des vitesses et U_s la vitesse de glissement : la différence des vitesses.

2. Equation de Reynolds à une dimension

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} (hU_e) + \frac{\partial h}{\partial t}$$

Où h l'épaisseur de film lubrifiant, p la pression et U_e la vitesse d'entraînement.

Avec le changement de variable $s = x - V_{sphère} \cdot t$, on obtient :

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial s} \right) = \frac{\partial}{\partial s} (hU_e) - V_{sphère} \frac{\partial h}{\partial s}$$

$V_{sphère}$ étant constant il vient :

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial s} \right) = \frac{\partial}{\partial s} (hU_e - V_{sphère} h)$$

Or $U_e = \frac{V_{sphère} + V_{plan}}{2}$ donc. $\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial s} \right) = \frac{\partial}{\partial s} (h \left[\frac{V_{plan} - V_{sphère}}{2} \right])$

Comme $\Sigma \cdot U_e = \frac{V_{plan} - V_{sphère}}{2}$, il vient :

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial s} \right) = \frac{\partial}{\partial s} (h \Sigma U_e)$$

3. Contrainte de cisaillement

$$\frac{\partial \tau}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial s}$$

Comme $\tau = -\eta \frac{\partial U_e}{\partial z}$, on obtient :

$$-\eta \frac{\partial^2 U_e}{\partial z^2} = \frac{\partial p}{\partial s}$$

D'où $-\eta U_e(z) = \frac{z^2}{2} \frac{\partial p}{\partial s} + az + b$. En écrivant les conditions aux limites, on a :

$$\begin{cases} -\eta V_{plan} = b \\ -\eta V_{sphère} = \frac{h^2}{2} \frac{\partial p}{\partial s} + ah - \eta V_{plan} \end{cases} \text{ donc } \begin{cases} -\eta V_{plan} = b \\ \eta \Sigma U_e - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial s} = a \end{cases}$$

$$-\eta U_e(z) = \frac{z^2}{2} \frac{\partial p}{\partial s} + \left(\frac{\eta \sum U_e}{h} - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial s} \right) z - \eta V_{plan}$$

On en déduit que :

$$\tau = \left(z - \frac{h}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\eta \sum U_e}{h}$$

La contrainte de cisaillement τ_1 sur le disque en $z = 0$ et le cas de la sphère fixe donne :

$$\tau_1 = \left(-\frac{h}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\eta_0 \sum U_e e^{\alpha p}}{h}$$

4. Application numérique

Cette application illustre le calcul de la contrainte de cisaillement pour une surface texturée. Une cavité est piégée dans le contact. Les données du problème sont :

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur numérique
diamètre de la cavité	\emptyset	m	50×10^{-6}
profondeur de la cavité	d	m	$0,1 \times 10^{-6}$ et 5×10^{-6}
taux surfacique de texturation	T_s	-	0,05
vitesse de glissement	U_g	$m.s^{-1}$	25×10^{-3}
viscosité dynamique	η_0	Pa.s	0,25
viscosité dynamique dans la cavité	η_{cav}	Pa.s	0,25
coefficient de piézo viscosité	α	Pa^{-1}	2×10^{-8}
pression de contact	p_c	Pa	300×10^{-6}
épaisseur centrale	h_c	m	90×10^{-9}

En reprenant la définition de la contrainte de cisaillement, $\tau = \frac{\sum U_e \eta_0 e^{\alpha p}}{h_c}$ appliquée au cas d'une surface texturée d'un seul motif, la contrainte devient la somme de la contribution des cisaillements dus aux zones de surface lisse et aux zones de surface texturée.

$$\tau_{total} = \tau_{cavité} + \tau_{lisse} = \frac{\sum U_e \eta}{d + h_c} T_s + \frac{\sum U_e \eta_0 e^{\alpha p}}{h_c} (1 - T_s)$$

On obtient :

- pour la surface lisse, $\tau_{total\ lisse} = 28.02$ MPa
- pour $d = 0.3 \mu m$, $\tau_{cavité\ B01} = 1.04$ kPa
- pour $d = 0.4 \mu m$, $\tau_{cavité\ B02} = 0.78$ kPa
- pour $d = 5.0 \mu m$, $\tau_{cavité\ B03} = 62.5$ Pa

Annexe 4. Caractéristiques du LASER femtoseconde

Le partenariat avec la société Impulsion et l'université Hubert Curien de Saint Etienne a permis de bénéficier des compétences en usinage LASER et l'utilisation de LASER femtoseconde. Deux types de configurations de LASER ont été utilisés pour générer les surfaces microtexturées. La configuration 1 a permis d'usiner les échantillons plans et la configuration B les échantillons sphériques. Les spécifications du LASER femtoseconde 'Bright' (configuration 1) sont :

- Durée d'impulsion 150 fs,
- Longueur d'onde 800 nm,
- Cadence de 5 kHz,
- Puissance moyenne maximale 2,5 W,
- Diamètre du faisceau en sortie : 8 mm.

	Axe X	Axe θ
Parcours maximal	300 mm	360° en continu
Vitesse maximale	2 m/s	600 tr/min
Précision	$\pm 1 \mu\text{m}$	$\pm 0,004167^\circ$
Répétabilité	$\pm 0,5 \mu\text{m}$	$\pm 0,000833^\circ$
Charge axiale/radiale max.	3 / 2 kg	3 / 2 kg

Tableau A-1 - Spécifications de la table de déplacement micrométrique 2 axes (X et θ) faisant partie de la configuration 2.

Les spécifications du LASER femtoseconde Ytterbium (configuration 2) sont :

- Durée d'impulsion 500 fs,
- Longueur d'onde 1030 nm,
- Cadence variable de 1 à 100 kHz,
- Puissance moyenne à 1 (@ 1 kHz) à 4W (@ 100 kHz),
- Diamètre du faisceau en sortie : 2,3 mm.

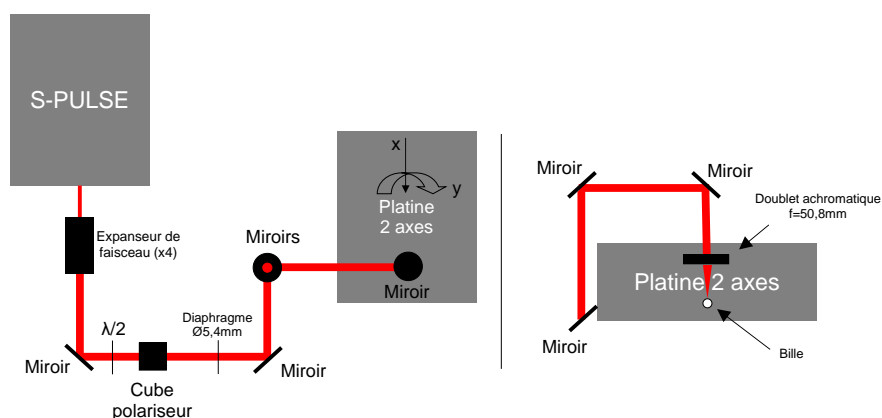


Figure A-5 - Schéma du dispositif expérimental configuration 2 (usinage des échantillons sphériques).



Liste des personnes Habilitées à Diriger des Recherches en poste à l'Ecole Centrale de Lyon

Nom-Prénom	Corps grade	Laboratoire ou à défaut département ECL	Etablissement
BEROUAL Abderrahmane	professeur	AMPERE	ECL
BURET François	professeur	AMPERE	ECL
JAFFREZIC-RENAULT Nicole	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
KRÄHENBÜHL Laurent	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
NICOLAS Alain	professeur	AMPERE	ECL
NICOLAS Laurent	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
SCORLETTI Gérard	professeur	AMPERE	ECL
SIMONET Pascal	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
VOLLAIRE Christian	professeur	AMPERE	ECL

Nbre Ampère 9

HELLOUIN Yves	maître de conférences	DER EEA	ECL
---------------	-----------------------	---------	-----

Nbre DER EEA 1

GUIRALDENQ Pierre	professeur émérite	DER STMS	ECL
VINCENT Léo	professeur	DER STMS	ECL

Nbre DER STMS 2

LOHEAC Jean-Pierre	maître de conférences	ICJ	ECL
MAÏTRE Jean-François	professeur émérite	ICJ	ECL
MARION Martine	professeur	ICJ	ECL
MIRONESCU Elisabeth	professeur	ICJ	ECL
MOUSSAOUI Mohand	professeur	ICJ	ECL
MUSY François	maître de conférences	ICJ	ECL
ZINE Abdel-Malek	maître de conférences	ICJ	ECL

Nbre ICJ 7

DAVID Bertrand	professeur	ICTT	ECL
----------------	------------	------	-----

Nbre ICTT 1

CALLARD Anne-Ségolène	professeur	INL	ECL
CLOAREC Jean-Pierre	maître de conférences	INL	ECL
GAFFIOT Frédéric	professeur	INL	ECL
GAGNAIRE Alain	maître de conférences	INL	ECL
GARRIGUES Michel	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
GENDRY Michel	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
GRENET Geneviève	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
HOLLINGER Guy	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
KRAWCZYK Stanislas	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
LETARTRE Xavier	chargé de recherche	INL	CNRS/ECL
O'CONNOR Ian	professeur	INL	ECL
PHANER-GOUTORBE Magali	professeur	INL	ECL

ROBACH Yves	professeur	INL	ECL
SAINT-GIRONS Guillaume	chargé de recherche	INL	CNRS/ECL
SEASSAL Christian	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
SOUTEYRAND Eliane	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
TARDY Jacques	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
VIKTOROVITCH Pierre	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL

Nbre INL 18

CHEN Liming	professeur	LIRIS	ECL
-------------	------------	-------	-----

Nbre LIRIS 1

BAILLY Christophe	professeur	LMFA	ECL
BERTOGLIO Jean-Pierre	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
BLANC-BENON Philippe	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
BOGEY Christophe	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CAMBON Claude	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CARRIERE Philippe	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CHAMPOUSSIN J-Claude	professeur émérite	LMFA	ECL
COMTE-BELLOT genevièvre	professeur émérite	LMFA	ECL
FERRAND Pascal	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
GALLAND Marie-Annick	professeur	LMFA	ECL
GODEFERD Fabien	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
GOROKHOVSKI Mikhail	professeur	LMFA	ECL
HENRY Daniel	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
JEANDEL Denis	professeur	LMFA	ECL
JUVE Daniel	professeur	LMFA	ECL
LE RIBAUT Catherine	chargée de recherche	LMFA	CNRS/ECL
LEBOEUF Francis	professeur	LMFA	ECL
PERKINS Richard	professeur	LMFA	ECL
ROGER Michel	professeur	LMFA	ECL
SCOTT Julian	professeur	LMFA	ECL
SHAO Liang	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
SIMOENS Serge	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
TREBINJAC Isabelle	maître de conférences	LMFA	ECL

Nbre LMFA 23

BENAYOUN Stéphane	professeur	LTDS	ECL
CAMBOU Bernard	professeur	LTDS	ECL
COQUILLET Bernard	maître de conférences	LTDS	ECL
DANESCU Alexandre	maître de conférences	LTDS	ECL
FOUVRY Siegfried	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
GEORGES Jean-Marie	professeur émérite	LTDS	ECL
GUERRET Chrystelle	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
HERTZ Dominique	past	LTDS	ECL
ICHCHOU Mohamed	professeur	LTDS	ECL
JEZEQUEL Louis	professeur	LTDS	ECL
JUVE Denyse	ingénieur de recherche	LTDS	ECL
KAPSA Philippe	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
LE BOT Alain	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
LOUBET Jean-Luc	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
MARTIN Jean-Michel	professeur	LTDS	ECL
MATHIA Thomas	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
MAZUYER Denis	professeur	LTDS	ECL
PERRET-LIAUDET Joël	maître de conférences	LTDS	ECL
SALVIA Michelle	maître de conférences	LTDS	ECL

<i>SIDOROFF François</i>	<i>professeur</i>	LTDS	ECL
<i>SINOU Jean-Jacques</i>	<i>professeur</i>	LTDS	ECL
<i>STREMSDOERFER Guy</i>	<i>professeur</i>	LTDS	ECL
<i>THOUVEREZ Fabrice</i>	<i>professeur</i>	LTDS	ECL
<i>TREHEUX Daniel</i>	<i>professeur</i>	LTDS	ECL
<i>VINCENS Eric</i>	<i>maître de conférences</i>	LTDS	ECL

Nbre LTDS 25

Total HdR ECL

91

AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 7 août 2006,

Vu la demande du Directeur de Thèse

Monsieur D. MAZUYER

et les rapports de

Monsieur J. DENAPE
Professeur - Laboratoire de Génie de la Production - ENI Tarbes - 47 rue d'Azereix - 65000 TARBES
et de

Monsieur G. MONTEIL
Professeur - Institut Femto-St - 32 avenue de l'Observatoire - 25044 BESANCON cedex

Monsieur NINOVE François-Pierre

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

Ecole doctorale MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL ET ACOUSTIQUE

Fait à Ecully, le 12 décembre 2011

P/Le directeur de l'E.C.L.
La directrice des Etudes



TEXTURATION DE SURFACE PAR LASER FEMTOSECONDE EN REGIMES ELASTOHYDRODYNAMIQUE ET LIMITE

*Application au contact Segment / Piston / Chemise d'un moteur thermique
à combustion*

Les émissions de polluants dans l'atmosphère représentent l'un des objectifs majeurs à l'heure actuelle. Dans le domaine automobile, la réduction des émissions de CO₂ repose en partie sur l'amélioration du rendement moteur. Pour ce faire, ces travaux de thèse sur la texturation de surface à micro et nano échelle proposent de diminuer les pertes par frottements dans les moteurs thermiques alternatifs à combustion interne.

Le poste moteur retenu dans cette thèse est le segment/piston/chemise car près de 40 % des pertes par frottement y sont générées. On s'intéresse à la texturation par LASER femtoseconde de cavités sur la surface du segment coup de feu. Le comportement tribologique de surfaces texturées est étudié en régime ElastoHydroDynamique (EHD) et Limite. En régime EHD, la capacité de formation d'un film lubrifiant et le contrôle du frottement en surface texturée indique un comportement tribologique dépendant du couplage entre les paramètres expérimentaux - cinématique des surfaces, pression de contact, taux de rétention en huile et temps de résidence des textures dans le contact et les paramètres géométriques - diamètre, profondeur, densité de textures. En régime Limite, l'influence des textures sur le comportement tribologique a permis de confirmer l'hypothèse sur le rôle de piégeage des débris par les cavités et de mettre en évidence des configurations de réseaux réduisant le coefficient de frottement pour des profondeurs faibles.

Mots clés : frottement, lubrification EHD et limite, texturation de surface par laser.

Nowadays pollutant emissions in the atmosphere are at stake. In the field of automotive industry, the reduction of CO₂ emissions lies mostly on improving engine efficiency. This study about textured surface on micro- and nano-scale aims to diminish the friction losses in internal combustion engine.

The main element is the piston ring pack because of the creation of 40 percent in friction losses. This analysis consists in LASER texturing with cavities on the surface of the first piston ring. The tribological behavior of textured surfaces is lead in Boundary and ElastoHydroDynamic (EHD) regime. In EHD regime the impact on load capacity of lubricant and frictional behavior in textured surface show linking between experimental parameters as surfaces cinematic, contact pressure, retention volume of oil, the dwelling time of cavities and the geometrical parameters as diameter, cavity depth and cavity density. In Boundary lubrication, the effect of cavities on tribological behavior has led to confirm the hypothesis of trapped debris in the cavities and to make in evidence swallow network of cavities reducing friction coefficient.

Key words : friction, EHD and boundary lubrication, laser surface texturing.
